INSTITUTUL POLITEHNIC IAŞI
FACULTATEA DE MECANICĂ

Şef lucrări dr. ing. Adrian Dima

AGREGATE ŞI INSTALAŢII TERMICE METALURGICE

VOLUMUL I

Pentru uzul studenţilor
Iaşi — 1981

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

INSTITUTUL POLITEHNIC I A S I

FACULTATEA DE MECANICA

Sef lucrări dr.ing. Adrian Dima

A G R E G A T E S I I N S T A L A T I I

T E R M I C E M E T A L U R G I C E

- Volumul I -

I A S I | 1981

I N T R O D U C E R E

Industrializarea multilaterală socialistă a ţării, dezvoltarea impetuoasă a industriei construstoare de maşini nu se poate concepe fără o dezvoltare rapidă a instalaţiilor şi agregatelor termice industriale.

Elaborarea metalelor şi a aliajelor metalice industriale se realizează, actual încă prin metode pirometalurgice (larg utilizate) şi mai nou prin metode electrometalurgice.

Aceste procese metalurgice au loc în agregate şi instalaţii termice metalurgice cunoscute şi sub denumirea larg utilizată de cuptoare metalurgice şi instalaţii auxiliare aferente procesului.

Topirea fontei şi a oţelului, încălzirea metalelor pentru laminare şi forjare, încălzirea metalelor pentru tratamente termice, obţinerea multitudinii de repere turnate, se realizează în agregate complexe şi instalaţii termice metalurgice în care termotehnica proceselor de schimb de căldură reprezintă principalul indicator de proiectare.

Actualmente specialiştii din ţara noastră au reuşit proiectarea şi punerea în funcţiune, în ultimul deceniu, a unor instalaţii moderne de încălzire cu o producţie specifică comparativă din punct de vedere al productivităţii muncii, cu cele similare existente în ţările puternic dezvoltate industrial.

Sarcinile ce reies din documentele de partid şi de stat privind creşterea productivităţii muncii, reducerea preţului de cost, micşorarea consumului de combustibil, automatizarea, etc. se pot realiza numai

printr-o însușire temeinică a teoriei calculului și construcției agregatelor termice.

Căutînd să răspundă acestor succinte necesități, cursul are ca principal scop să dea viitorului inginer specialist principiile de bază care să permită proiectarea și construcția optimă a oricărui agregat termic necesitat de procesele tehnologice.

In cadrul cursului s-a căutat să se dezvolte studiul proceselor termice interioare din cuptoarele metalurgice (elementul de bază din agregatele termice) și să se scoată în evidență influențele presiunii dinamice, mișcării ascendente și de curgere a gazelor, neetanșeităților și aerului fals asupra regimului de funcționare și de răcire.

In jurul anului 1960, M.A. Glinkov a publicat o monografie fundamentală în care sînt sintetizate și formulate principiile teoriei moderne a cuptoarelor, principii care pot fi rezumate astfel:

1. crearea condițiilor optime pentru asigurarea fluxului termic maximal spre metal;

2. alimentarea intensă cu căldură a cuptorului, prin utilizarea cît mai completă a căldurii în camera de lucru a cuptorului;

3. asigurarea unei ample circulații forțate a gazelor;

4. contopirea camerei de ardere cu camera de lucru a cuptorului (excepție făcînd cuptoarele de tratament termic);

5. etanșarea cît mai perfectă a cuptorului în scopul eliminării scăpărilor de gaze și aspirației de aer fals.

Cursul se adresează studenților Facultății de Mecanică, secția Turnătorie și poate fi utilizat de studenții secțiilor de prelucrări la cald, în acest prim volum fiind redate noțiunile teoretice și de proiectare comune tuturor tipurilor de agregate termice metalurgice.

La redactarea acestui volum un aport deosebit de prețios au avut studenții primei serii a secției de Prelucrări metalurgice care se pregătește în cadrul Institutului Politehnic Iași.

Scanned with OKEN Scanner

CAP.I. ISTORICUL DEZVOLTARII INSTALATIILOR SI AGREGATELOR TERMICE

1.1. Noţiuni fundamentale

Prin agregat (agregate) se înţelege un grup de maşini care lucrează împreună pentru realizarea unei operaţii tehnice.

Prin instalaţie se defineşte ansamblul de construcţii, de maşini, etc. montate astfel încît să formeze un tot în scopul executării unei anumite funcţiuni în timpul procesului de producţie.

Prin agregate şi instalaţii termice se defineşte ansamblul,de maşini şi construcţii (metalice şi industriale) ce lucrează ca un tot unitar în scopul realizării unei anumite cantităţi de căldură necesară în procesul de producţie industrială.

Principalele agregate şi instalaţii termice utilizate în industria metalurgică şi de construcţii de maşini sînt cuptoarele industriale.

Cuptorul industrial este un agregat termic în care are loc un proces de transmisie a căldurii de la o sursă termică la materialul supus operaţiei tehnologice. In urma procesului de încălzire materialul metalic primeşte însuşiri noi, însuşiri necesare prelucrărilor ulterioare în scopul obţinerii de produse finite.

Principalele tipuri de cuptoare industriale sînt:

a - cuptoare de forjă;

b - cuptoare de turnătorie;

c - cuptoare de tratament termic.

In cuptoarele de forjă semifabricatele se încălzesc (în cazul oţelurilor în domeniul austenitic) pentru a-şi mări plasticitatea în

vederea ușurării procesului de deformare plastică.

In cuptoarele de turnătorie (cubilouri, cuptoare Siemens-Martin, etc.) materialele metalice își schimbă starea de agregare în scopul turnării lor în forme, obținîndu-se piese ce pot avea proprietăți fizico-mecanice și chimice deosebite de starea inițială.

In cuptoarele de tratament termic ciclul de transfer de căldură se realizează în scopul schimbării structurii microscopice a materialelor metalice supuse tratamentului pentru obținerea de noi proprietăți fizico-mecanice.

Executînd în totalitate anumite funcții tehnologice, cuptoarele sînt niște agregate cu un înalt grad de complexitate care consumă combustibil în cantități mari, combustibil de cele mai multe ori de calitate superioară,

In cadrul unei secții de producție cuptorul este agregatul principal a cărui caracteristici de funcționare condiționează prețul de cost al produselor ca și productivitatea muncii.

Regimul termic optim de funcționare a unui cuptor metalurgic este dat prin analiza calculelor termice și termodinamice efectuate în cadrul proiectării funcție de care se dimensionează construcția camerei utile de lucru a cuptorului precum și canalele de evacuare ale gazelor.

Regimul optim de funcționare se atinge, în exploatare, atunci cînd cuptorul propriuzis este prevăzut cu mai multe instalații care împreună formează agregatul termic respectiv.

1.2. Părțile componente ale unui cuptor metalurgic

Din punct de vedere constructiv cuptoarele metalurgice au evoluat odată cu dezvoltarea relațiilor de producție.

Primele cuptoare metalurgice (fig.1) erau astfel construite încît aerul necesar arderii combustibilului pătrundea în camera de lucru datorită tirajului natural. Creșterea presiunii aerului în

cuptor s-a realizat prin utilizarea "foalelor"manuale.

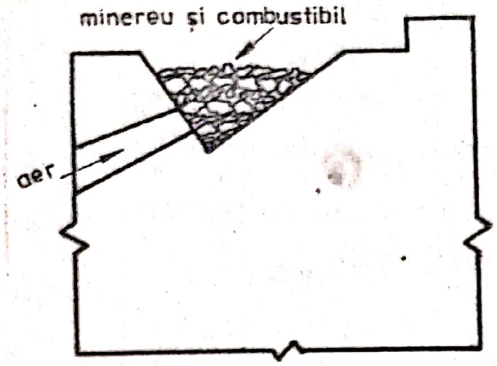


Fig.1

Odată cu creşterea temperaturi lor necesare diferitelor procese meta lurgice de elaborare au început să fi utilizate, în construcţia vetrelor, materialele refractare şi să se rea- lizeze astfel vetrele încît gazele re zultate prin ardere să treacă prin stratul de material realizîndu-se astfel şi un proces de preîncălzire a minereurilor,(fig.2). In acest sens s-a aşezat un ecran între minereu şi combustibil astfel încît com bustibilul ajungînd în dreptul canalului de aer arde, iar gazele de ar dere vor ceda o parte din căldura lor minereului, preîncălzindu-l.

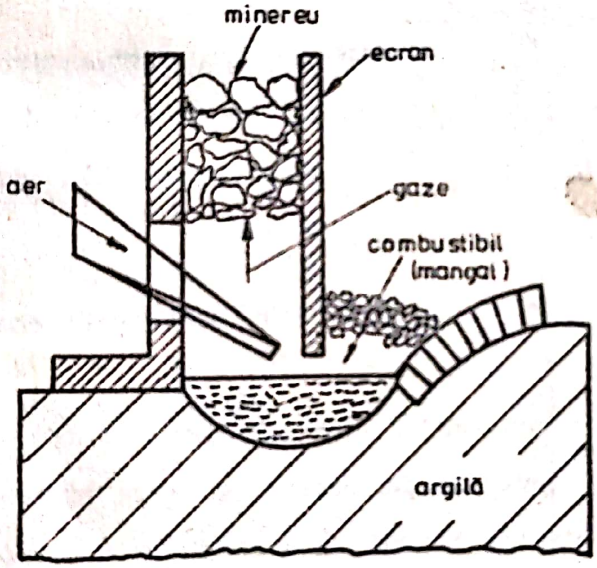


Fig.2

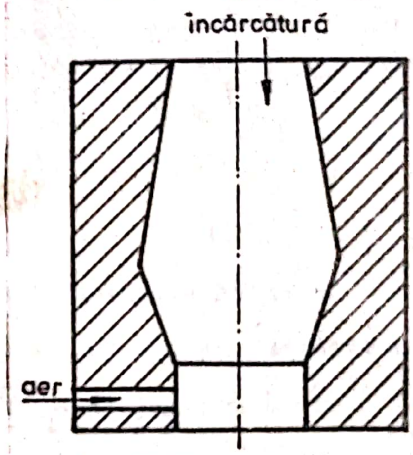


Fig.3

Cuptor "corsican"

Cuptorul tip "corsican" (fig.3) a fost realizat în mod special pentru obţinerea fontei. Acesta avea o formă apropiată de forma clasică a furnalului (cuptor înalt) actual, dar avea o productivitate foarte redusă. In încărcătură (minereu, combustibil, fondanţi) mangalul era utilizat drept combustibil.

După aceste prime forme constructive, cuptoarele metalurgice au început să se dezvolte pe două direcţii principale:

- pe verticală;
- pe orizontală.

Dintre principalele cuptoare dezvoltate pe orizontală, cuptorul de pudlaj (fig.4) a căpătat o utilizare foarte mare fiind folosit la obţinerea oţelului în stare păstoasă (oţel de pudlaj).

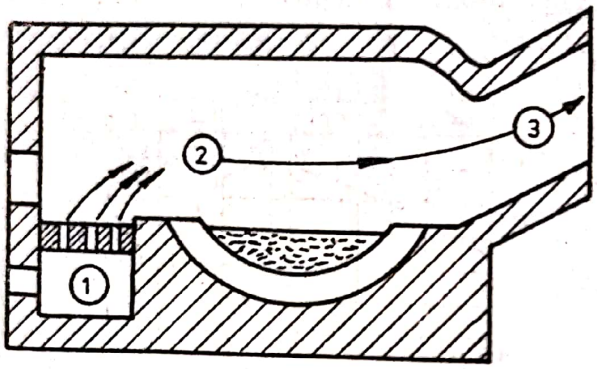


Fig.4

1. focar cu grătar pentru arderea combustibilului 2. spaţiul de lucru determinat de vatră, pereţi si boltă 3. canal pentru evacuarea produselor de ardere

Datorită construcţiei lui acest tip de cuptor utilizează drept combustibil cărbunele natural (huila).

Ca dezavantaj principal al acestui tip de cuptor putem aminti temperatura destul de redusă dezvoltată în camera de lucru (cca.1350°C).

In secolul al XIX - lea are loc un puternic avînt în construcţia cuptoarelor metalurgice, cuptoare care,cu mici modernizări, sînt utilizate şi în zilele noastre (convertizoare Bessemer, convertizoare Thomas, cuptoare Siemens-Martin, etc.)

Totodată în sec. XIX apar şi se dezvoltă cuptoarele de încălzire pentru laminare şi pentru tratamente termice.

In principiu schema generală a unui cuptor metalurgic clasic (fig.5) reprezintă un agregat termic deoarece sînt prezentate si instalaţiile pentru recuperarea căldurii din gazele arse.

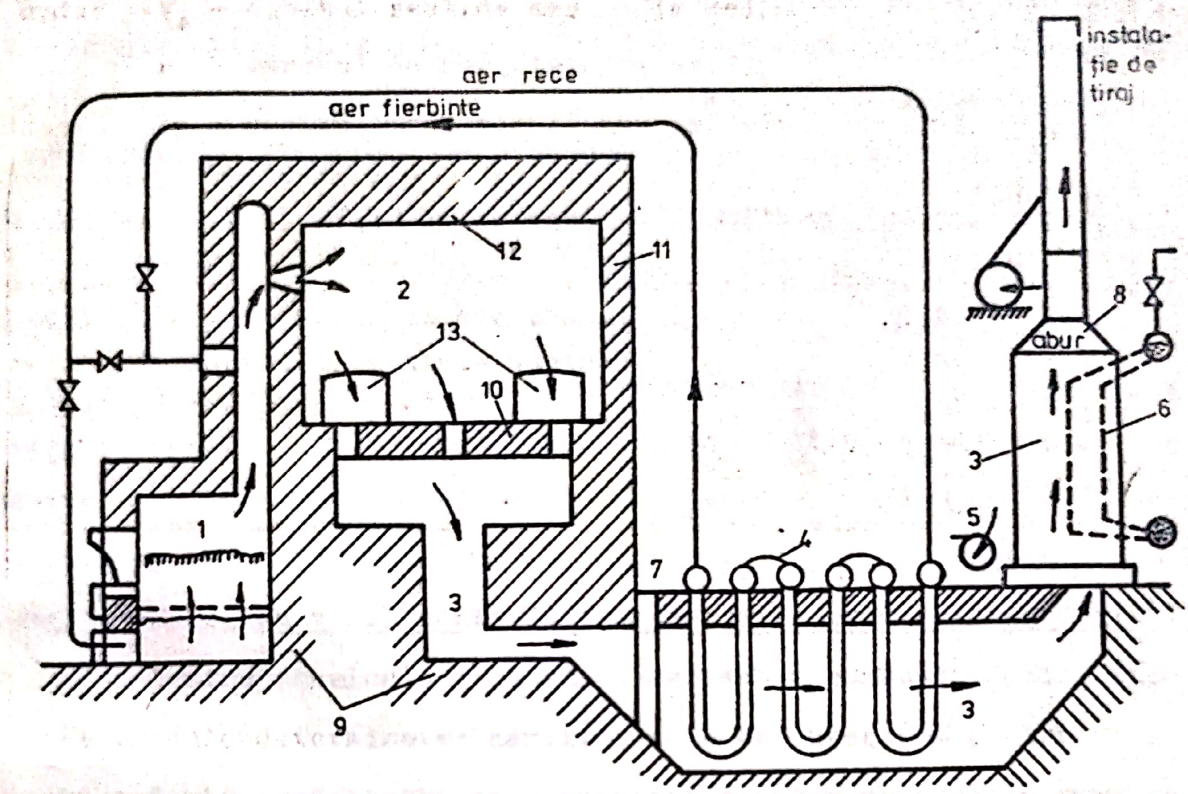


Fig. 5

1. focarul (instalaţia de ardere)
2. camera de lucru
3. canale de fum
4. recuperator de căldură
5. ventilator
6. recuperator
7. ventil de siguranţă
8. coş
9. fundaţie
10. vatră
11. pereţi
12. boltă
13. orificiu de încărcare şi descărcare

In focar energia chimică a combustibilului se transformă în căldură fizică a gazelor arse care se utilizează în camera de lucru a cuptorului.

Focarul serveşte la arderea diferitelor varietăţi de combustibili (gazos, solid sau lichid) şi în funcţie de calitatea combustibilului avem grătare, arzătoare sau injectoare, iar atunci cînd utilizăm două feluri de combustibili în acelaşi timp vom avea combinaţii de asemenea aparate pentru ardere.

Dacă în camera de ardere a cuptorului avem un proces tehnologic de topire (cum este cazul cubiloului, unde combustibilul şi metalul se află amestecate), construcţia camerei de ardere trebuie astfel aleasă

încît să avem un schimb de căldură cît mai bun; asemenea cuptoare se numesc cuptoare cu cuvă.

In raport cu destinaţia cuptorului, focarul poate fi construit separat sau combinat cu camera de lucru.

Camera de lucru a cuptorului are diferite forme constructive, plecînd de la forma cubică pînă la cea paralelipipedică, în unele cazuri fiind şi rotundă. Camera de lucru a cuptorului are o temperatură superioară temperaturii necesare procesului tehnologic, în scopul asigurării schimbului de căldură dintre cuptor şi metal.

In ceea ce priveste suprafaţa vetrei camerei de lucru, aceasta poate fi de la 0,2 pînă la 60 m^2, iar la cuptoarele tunel,cu proces tehnologic foarte lung, suprafaţa poate fi mai mare de 60 m^2.

Pentru menţinerea unei temperaturi cît mai ridicate în camera de lucru aceasta se execută din cărămidă refractară în interior şi din cărămidă termoizolatoare la exterior. Deci, răcirea gazelor în camera de lucru a cuptorului trebuie să se producă în primul rînd datorită procesului de încălzire a metalului şi nu pierderilor prin pereţi.

Suprafaţa interioară a zidăriei cuptorului serveşte la încălzirea indirectă, pentru transmiterea căldurii de la gaze la metal. Transmiterea căldurii de la zidărie la metal este deosebit de importantă atunci cînd gazele arse au o capacitate de radiaţie redusă.

Prin canalele de fum se face evacuarea gazelor arse din camera de lucru a cuptorului.

După cum se vede din fig.5, gazele arse se evacuează de cele mai multe ori prin vatra cuptorului în părţile laterale, în zona cu temperatură minimă a camerei de lucru. Cu toate acestea la cuptoarele metalurgice care lucrează cu temperaturi ridicate, gazele arse părăsesc camera de lucru la temperaturi foarte înalte ceea ce reprezintă o pierdere foarte importantă de căldură ce trece neutilizată în atmosferă.

In vederea utilizării unei părţi din căldura gazelor arse care trec la coş se folosesc recuperatoare de căldură; acestea preiau o parte din căldura acestor gaze şi o redau aerului necesar arderii.

Modul cum se face acest schimb de căldură îl vom vedea în capitolul despre recuperatoare şi regeneratoare.

Pentru a asigura cu aer cald instalaţiile de ardere a combustibililor, acesta este refulat prin conducte cu ajutorul unor ventilatoare care au o presiune şi un debit corespunzător, deci această instalaţie de insuflare măreşte condiţiile schimbului de căldură din recuperator. Nu întotdeauna numai aerul necesar arderii se încălzeşte, ci în unele cazuri se încălzeşte şi combustibilul gazos, cum este cazul combustibililor cu putere calorică redusă, de exemplu gazul de furnal.

La cuptoarele pentru elaborare, de exemplu la cuptorul Siemens-Martin, recuperarea căldurii gazelor arse este absolut necesară, deoarece fără aceasta nu se poate obţine temperatura dorită în camera de elaborare a metalului. La aceste cuptoare aerul se preîncălzeşte pînă la 900 - 1000°C şi chiar mai mult.

Se întîmplă de foarte multe ori ca temperatura gazelor arse care părăsesc recuperatoarele de căldură pentru preîncălzirea aerului sau a combustibilului gazos să fie încă destul de ridicată, deci să mai avem o pierdere de căldură, ce ar putea fi recuperată.

În acest scop şi în astfel de cazuri, după cum se vede din fig.5 poziţia 6, în coşul de fum se instalează ţevi recuperatoare de căldură, prin care circulă apă sau aer. Căldura din a doua recuperare se foloseşte în general la alte utilaje, de exemplu abur sau aer cald pentru ciocane sau încălziri sanitare. Recuperarea căldurii nu se poate face decît pînă la o anumită limită de temperatură 250 - 300°C sub care nu se mai poate asigura tirajul natural al gazelor.

Cînd pierderile de presiune şi temperatură ale gazelor prin canalele de fum sînt mari, nu se mai poate asigura tirajul natural şi se recurge la adoptarea unei instalaţii de insuflare ca cea din fig.5,

poziţia 6.

Pentru a regla debitul de gaze care trec prin recuperator în scopul menţinerii unei temperaturi cît mai constante, canalele de fum se închid parţial, fie manual, fie în mod automat, surplusul de gaze fiind dirijat pe un canal de fum derivat, care duce la coş.

Coşul de fum are rolul de a compensa pierderile de presiune a gazelor pe parcursul lor prin canalele de fum şi de a asigura evacuarea lor în atmosferă la o înălţime la care să nu mai existe pericolul poluării atmosferei.

1.3. Clasificarea cuptoarelor metalurgice

Principalele criterii de clasificare a cuptoarelor metalurgice sînt (fig.6):

1. - starea fizică a metalului după încălzire;
2. - natura mediului încălzitor;
3. - productivitate;
4. - temperatura metalului supus încălzirii;
5. - suprafaţa de încălzire a metalului faţă de sursa de căldură existentă.

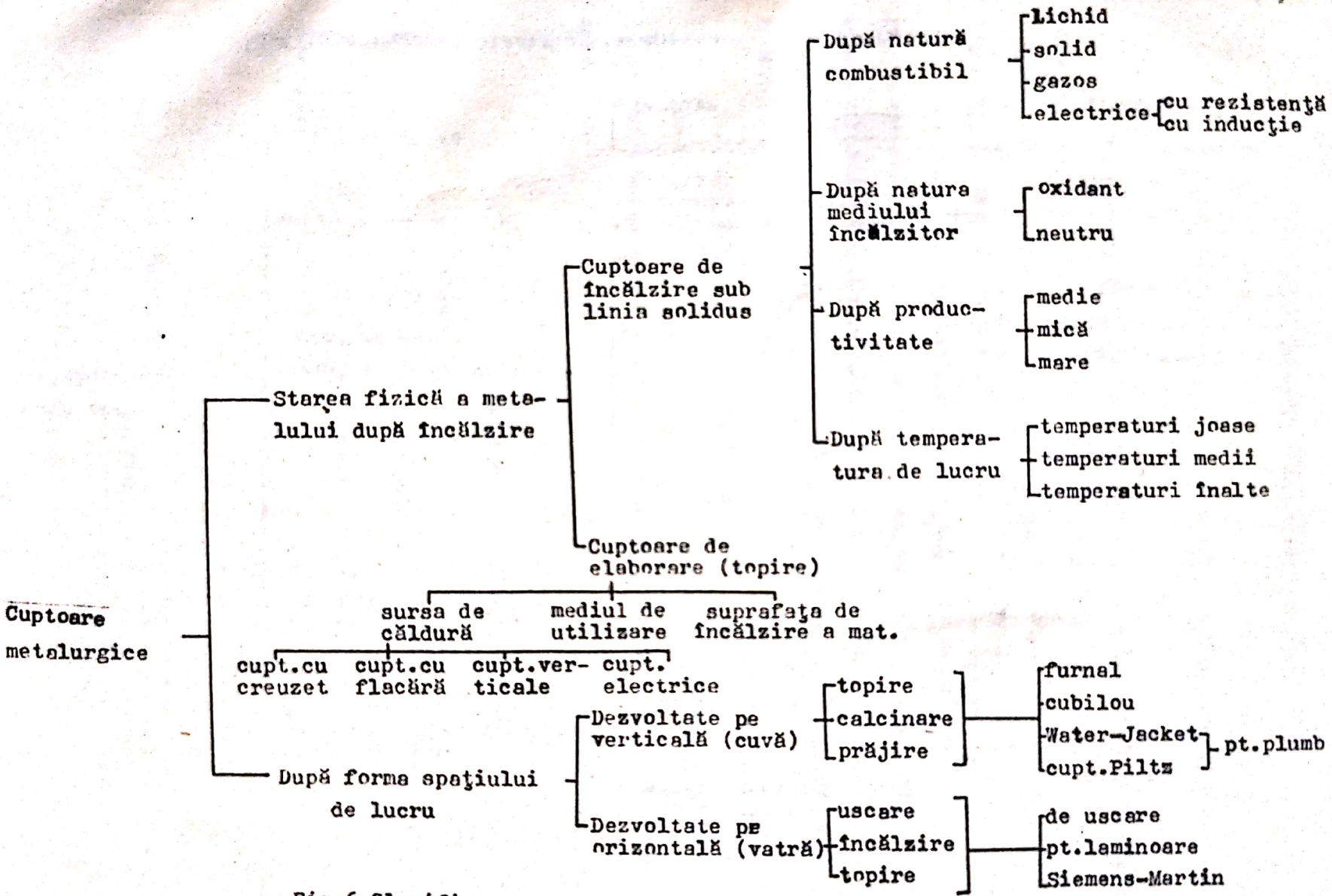


Fig.6 Clasificarea cuptoarelor metalurgice

Scanned with OKEN Scanner

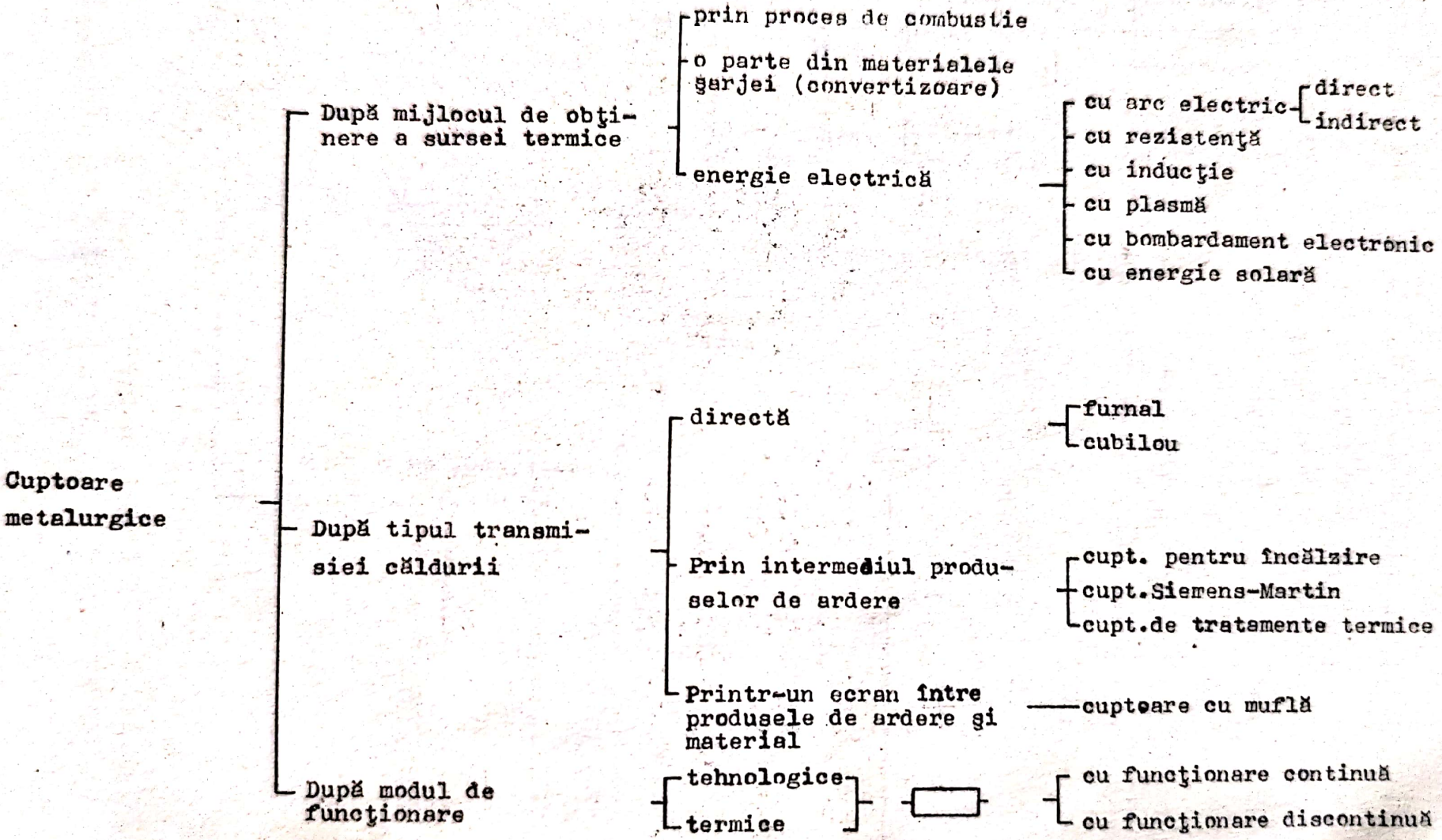


Fig.6 (Continuare) Clasificarea cuptoarelor metalurgice

CAP.II. TERMOTEHNICA CUPTOARELOR CU COMBUSTIE

2.1. Producerea căldurii în cuptoarele încălzite cu combustibili

Prin combustibili se înţeleg acele substanţe prin a căror ardere se degajă cantităţi importante de căldură şi care se folosesc pentru obţinerea energiei calorice necesare instalaţiilor industriale, unor mijloace de transport, etc.

Cu excepţia cuptoarelor şi instalaţiilor de încălzit electrice, producerea căldurii în cuptoarele industriale se efectuează prin arderea diferiţilor combustibili în diferite stări de agregare, funcţie de tipul constructiv al cuptorului şi de resursele de combustibil existente.

2.1.1. Clasificarea combustibililor

Principalele criterii de clasificare a combustibililor utilizaţi în tehnica cuptoarelor sînt originea lor şi starea de agregare (fig.7)

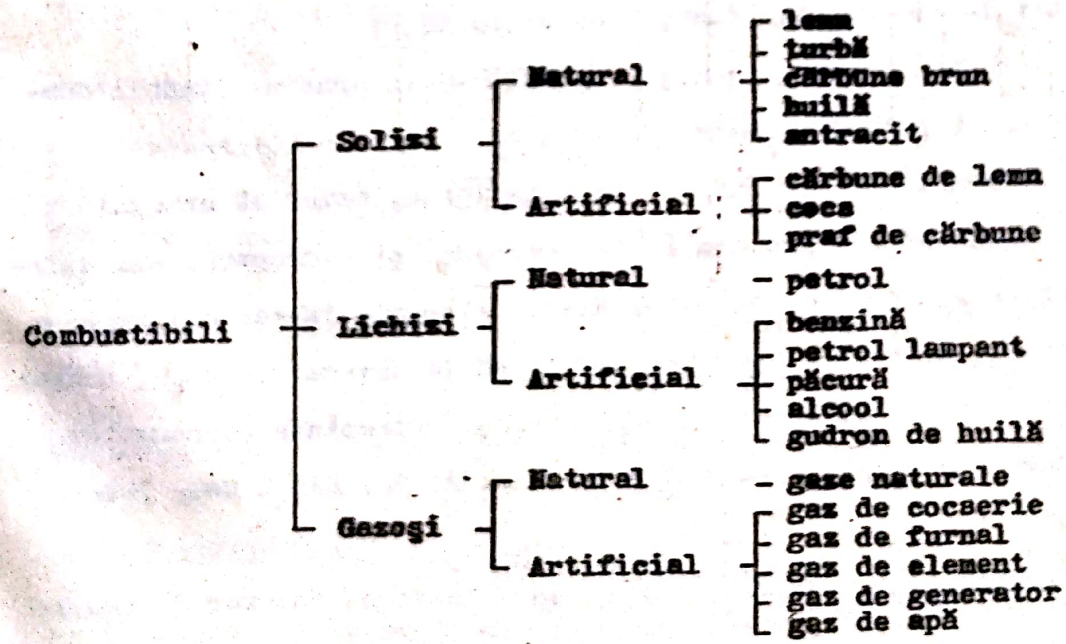


Fig.7

Dintre combustibilii solizi, lemnul şi cărbunii de lemn au o utilizare restrînsă datorită preţului de cost ridicat.

Totodată, în general, combustibilii solizi nu se pot utiliza în cazul cînd procesul termic metalurgic este strict riguros din punct de vedere al reglajului temperaturii şi necesită automatizare. In aceste cazuri se pot utiliza combustibili solizi numai prin utilizarea unei instalaţii de ardere cu semigaz (fig.).De asemenea pentru un reglaj fin al temperaturii acegti combustibili se pot utiliza numai sub formă.de praf de cărbune.

Combustibilii gazoşi şi lichizi, larg utilizaţi în metalurgie, prezintă o eficienţă mai mare la exploatarea cuptoarelor cu combustie datorită următoarelor avantaje:

- transport comod,pe conducte, sub presiune convenabilă procesului;

- ardere cu exces redus de aer datorită amestecării optime a aerului cu gaz;

- posibilitatea dirijării cantităţii de căldură pe mai multem arzotoare:

- posibilitatea reglării geometriei flăcării funcţie de geometria cuptorului astfel încît să putem regla procesul de ardere şi cantitatea de combustibil funeţie de necesităţi;

- lipsa totală a cenuşii (rezultate în urma utilizării combustibililor solizi)din camera de ardere.

De menţionat că, aproape în totalitate, datorită originii organice principalii componenţi sînt carbonul şi hidrogenul sub diferite combinaţii chimice. Pe lîngă aceste elemente în compoziţia combustibililor, se mai găsesc, tot sub formă de diverşi compuşi, oxigen, azot, sulf, precum şi apă şi cenuşă (cenuşa reprezintă componentul mineral necombustibil şi este formată din: Al_2O_3, SiO_2, CaO, FeO, Fe_2O_3, etc.).

Dezvoltarea cantităţii de căldură în cazul tuturor combusti-

bililor, este dată de reacţiile oxigenului (în exces) cu carbonul şi hidrogenul, eventual cu sulful.

După o analiză.elementară a comubstibililor îi putem considera ca un amestec mecanic de diferite elemente, elemente ce le putem grupa în funcţie de aportul lor la dezvoltarea cantităţii de căldură (fig.8) în: masă organică, masă combustibilă, combustibil anhidru şi proba iniţială.

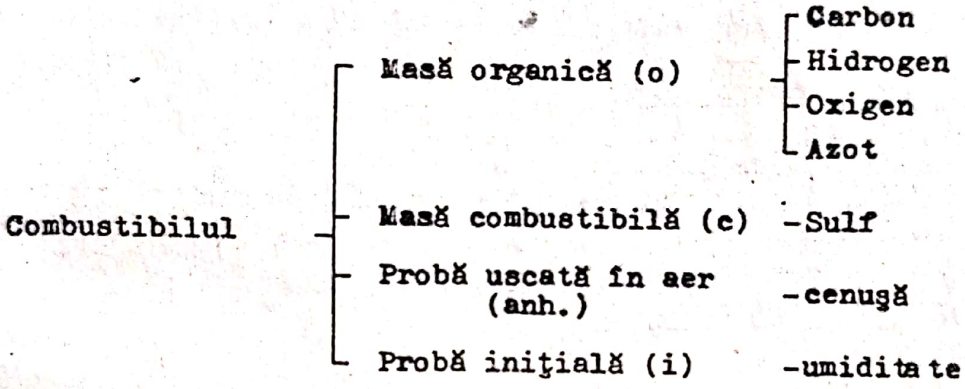


Fig.8

Compoziţia chimică a principalilor combustibili utilizaţi în producerea căldurii în cuptoare de turnătorie şi de deformare plastică este dată în tabelul 1.

Tabelul Nr.1

Combustibilul	Participarea componenţilor chimici %										
	H_2	CO	CH_4	C	S	CO_2	H_2O	N_2	O_2	H_2S	cenuşă
Cărbune brun	4,8	-	-	68	1,2	-	6	1,5	14,5	-	4
Cocs	-	-	-	81	1,7	-	7,3	-	-	-	10
Mangal	3,2	-	-	80,2	0,2	-	6	0,4	7,2	-	2,8
Antracit	1,8	-	-	86,3	1,9	-	3,5	-	1,7	-	4,8
Păcură	11,4	-	-	87	0,5	-	-	-	1,1	-	-
Motorină	13,5	-	-	86,5	-	-	-	-	-	-	-
Gaz metan	0,2	-	99,5	-	-	-	-	0,3	-	-	-
Gaz de generator	1	32	-	-	-	1	-	65	-	1	-

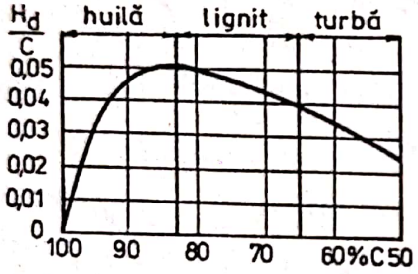
2.1.1.1.Combustibili solizi

Combustibilii solizi naturali sînt de origine vegetală la

care îmbogăţirea în carbon a avut loc prin procese chimice de lungă durată. Substanţa de bază, lemnul, s-a transformat mai întîi în turbă, apoi în cărbune brun şi în cele din urmă în huilă şi antracit.

Sub denumirea de <u>cărbune pur</u> se înţelege combustibilul solid fără conţinut de apă şi componenţi minerali.

Curba de carbonificare (fig.9) a combustibililor solizi (criteriu principal de clasificare) este dată funcţie de conţinutul disponibil de hidrogen (H disp.) şi conţinutul de carbon (C).



$$H_d = H_2 - \frac{O_2}{8}$$

Fig.9

Cu cît combustibilul este mai vechi (din punct de vedere geologic) cu atît conţine mai mult carbon.

Lemnul este caracterizat printr-o umiditate foarte ridicată (60% pentru lemnul verde), putere calorică a masei organice cuprinsă între 18000 - 20000 KJ/Kg (proba iniţială prezintă o putere calorică de numai 7100 - 9200 KJ/Kg), cenuşă rezultată în urma arderii de 2 - 6%, prezentînd totodată mari emanaţii de substanţe volatile, (80 - 90 % din masa organică) în timpul procesului arderii.

Lignitul (cărbunele brun tînăr) prezintă o umiditate ridicată (11 - 50 %) conţinut important de sulf (3 %), putere calorică de 8000 - 13000 KJ/Kg, conţinut ridicat de cenuşă (2 - 7 %) şi o rezistenţă mecanică mică. Prin gazeificare cu oxigen (procedeul Lurgi) se poate obţine gaz de cocserie.

Huila (cărbunele de pămînt) se caracterizează printr-un

conţinut ridicat de carbon al masei organice. Prin îndepărtarea componentelor volatile, prin degazare, se obţine cocsul.

Cocsul şi antracitul se caracterizează printr-un conţinut foarte ridicat de carbon şi din această cauză se pot transforma foarte uşor în combustibil gazos (prin gazeificare cu aer se obţine gaz de generator, iar prin gazeificare cu abur se obţine gaz de apă).

Pentru obţinerea combustibililor solizi artificiali din combustibilii solizi naturali se utilizează două grupe de metode (fig.10)

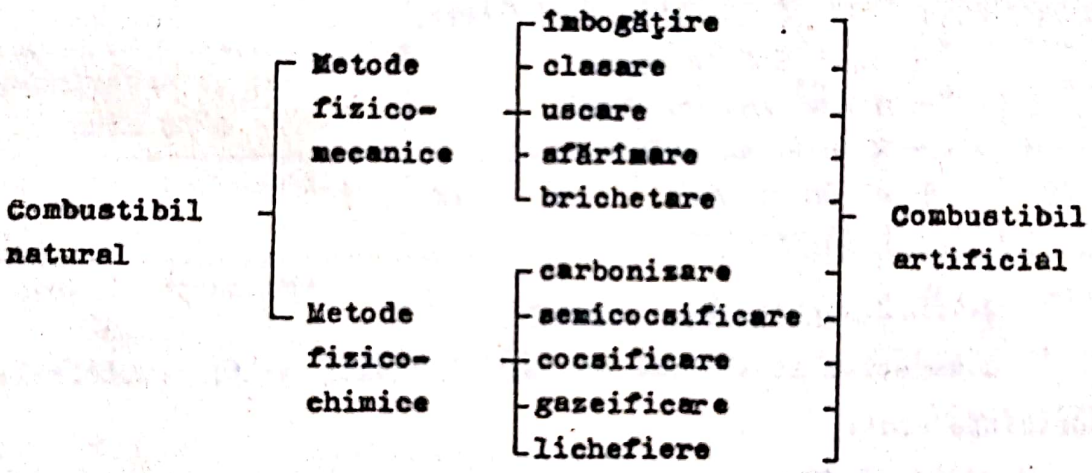


Fig.10

Mangalul, combustabil artificial, este caracterizat printr-o mare porozitate (70 - 80 %) şi o bună capacitate de a absorbi o mare cantitate de umiditate, rezistenţă mecanică redusă şi un conţinut bogat de carbon (80÷2%). Mangalul este obţinut prin carbonizare din combustibil natural.

Cocsificarea cărbunilor de pămînt. Cărbunele natural sfărîmat în bucăţi mai mici de 5 mm, se introduce într-un cuptor de cocsificare în "camera de cocs" la o temperatură de 350 - 1000°C unde are loc evaporarea apei timp de cîteva ore. După uscare, la circa 200°C se degajă vapori de gudron primari formaţi din hidrocarburi

din seria grasă, hidrocarburi care trecînd prin cărbunele incandescent formează gaze şi hidrocarburi de tipul benzenului. Cărbunele la o temperatură de circa 400 - 500°C se înmoaie trecînd în stare plastică formînd iniţial semicocsul şi în final cocsul. După această operaţie urmează stingerea cocsului cu apă (se obţine o umiditate de 2 - 5 %) şi sortarea lui. Cocsul de dimensiuni mai mari de 25mm se utilizează în elaborare (cocsul metalurgic cu porozitate de 45 - 50 %) în special pentru furnal. Cocsul cu dimensiuni mai mici de 25 mm reprezintă cocsul industrial (cu porozitate de maxim 45 %) şi este utilizat în diverse procese tehnologice.

Procesul complet de cocsificare durează 15 - 16 ore. Cantitativ, dintr-o tonă de cărbune, se obţin:

- 720 - 800 Kg coes;
- 300 m^3 gaz de cocs;
- 30 - 40 Kg gudroane;
- 10 Kg benzen;
- 3 Kg amoniac.

2.1.1.2. Combustibili lichizi

Combustibilii lichizi cei mai utilizaţi pentru cuptoarele industriale sînt:

- combustibili rezultaţi prin distilarea păcurii;
- combustibili rezultaţi prin distilarea ligniţilor;
- combustibili rezultaţi prin distilarea huilei.

Dintre combustibilii lichizi naturali numai petrolul se utilizează, în cantităţi foarte limitate deoarece utilizarea combustibililor rezultaţi prin distilarea petrolului este mult mai economică.

Petrolul se formează din animalele şi plantele marine moarte, între depunerile marine şi litorale separate de marea deschisă şi lipsite de aer.

Marea majoritate a combustibililor lichizi utilizaţi în tehnică sînt combustibili artificiali.

Benzina este rezultată în urma distilării petrolului din cele mai ugoare fracţiuni rezultate. Benzina este constituită din 85 % C şi 15 % H_2 avînd o densitate ce variază între 720 şi 760 Kg/m^3 şi o putere calorică de circa 44000 KJ/Kg.

Fracţiunile grele rezultate din distilarea petrolului (70 - 75 %) formează păcura (tab.2).Combustibilii rezultaţi din distilarea păcurii sînt cei mai utilizaţi în alimentarea cuptoarelor industriale.

Tabelul Nr.2

Proprietăţi fizice	Tipul păcurii după STAS 51-59					
	15/10	25/10	25/20	25/42	30/25	35/30
Vîscozitatea E, la maxim 80°C	-	7	7	7	8	9
Punctul de inflamabilitate, $^{o}C_{min.}$	90	90	100	90	90	90
Punctul de congelare $^{o}C_{max.}$	10	10	20	42	25	30

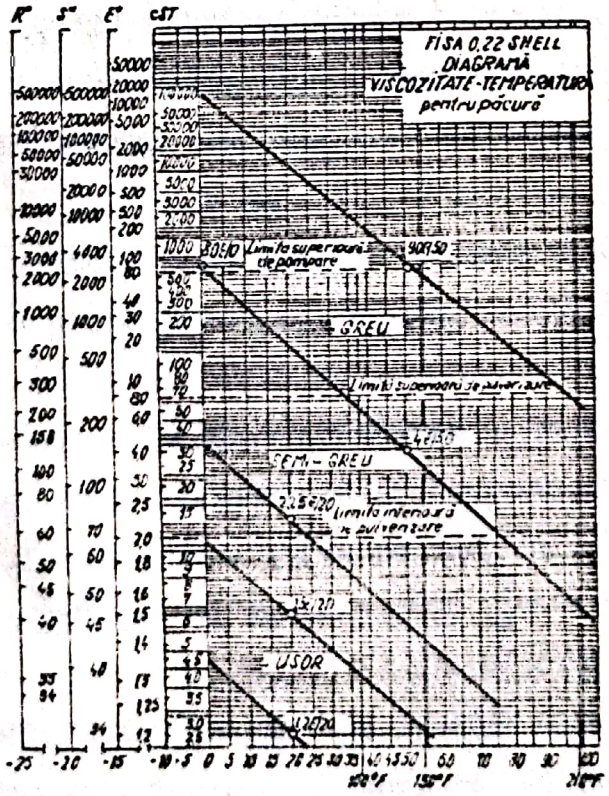


Fig.11

Vîscozitatea caracterizează puritatea şi susceptibilitatea de pompare a combustibilului.Vîscozitatea se exprimă în grade Engler la 50°C (E/50).Vîscozitatea este o caracteristică fizică ce variază cu temperatura (fig.11). De remarcat că pînă la circa 4° E

combustibilii se pot pulveriza cu uşurinţă, iar peste 100° E nu se mai pot pompa. Pentru utilizare şi micşorarea vîscozităţii, în general, combustibilii lichizi se preîncălzesc.

Observaţie: Conţinutul de vanadiu al combustibilului este de mare importanţă deoarece la temperaturi înalte duce la corodarea instalaţiilor de recuperare.

2.1.1.3.Combustibili gazoşi

Datorită multipleler avantaje enumerate anterior, combustibilii gazoşi formează principala categorie de combustibili utilizaţi în tehnică.

Gazele naturale reprezintă cel mai ieftin combustibil utilizat în tehnică.

Principalul gaz natural este gazul metan. Componentul principal este metanul (CH_4). Compoziţia chimică tipică a acestui gaz este următoarea: metan (CH_4) 92,10 %; etan (C_2H_6) 1,6 %; propan (C_3H_8) 0,5 %; butan (C_4H_{10}) 0,1 %; pentan (C_5H_{12}) 0,1 %; bioxid de carbon (CO_2) 2 %; O_2 0,2 % şi N_2 3,3 %. Densitatea gazului metan este de 610 Kg/m^3 şi are o putere calorică minimă de 33488 KJ/m^3_N.

Pe lîngă gazele naturale se utilizează larg, pentru încălzirea cuptoarelor industriale următoarele, tipuri de combustibili gazoşi:

Gazul de cocs. Puterea calorică variază între 16865 KJ/m^3_N şi 19067 KJ/m^3_N avînd o densitate de 378 Kg/m^3_N şi compoziţia chimică conform tabelului 3.

Gazul de oraş. Este obţinut printr-un proces de degazare a huilei amestecat cu 30 - 40 % gaz de apă. Din această cauză se mai numeşte gaz mixt sau bigaz. Gazul de oraş are o putere calorifică variind între 15480 şi 17580 KJ/M^3_N, densitate de 457 Kg/m^3şi o compoziţie chimică comform tabelului 3.

Gazul de generator. Este obţinut prin gazeificarea (fără reziduuri) a combustibililor solizi. In general se obţine din cocs şi

în anumite ţări (S.U.A.) din antracit. Procesul de gazeificare se face prin intermediul oxigenului introdus odată cu aerul sau prin intermediul vaporilor de apă în instalaţii numite gazogene (fig.12).

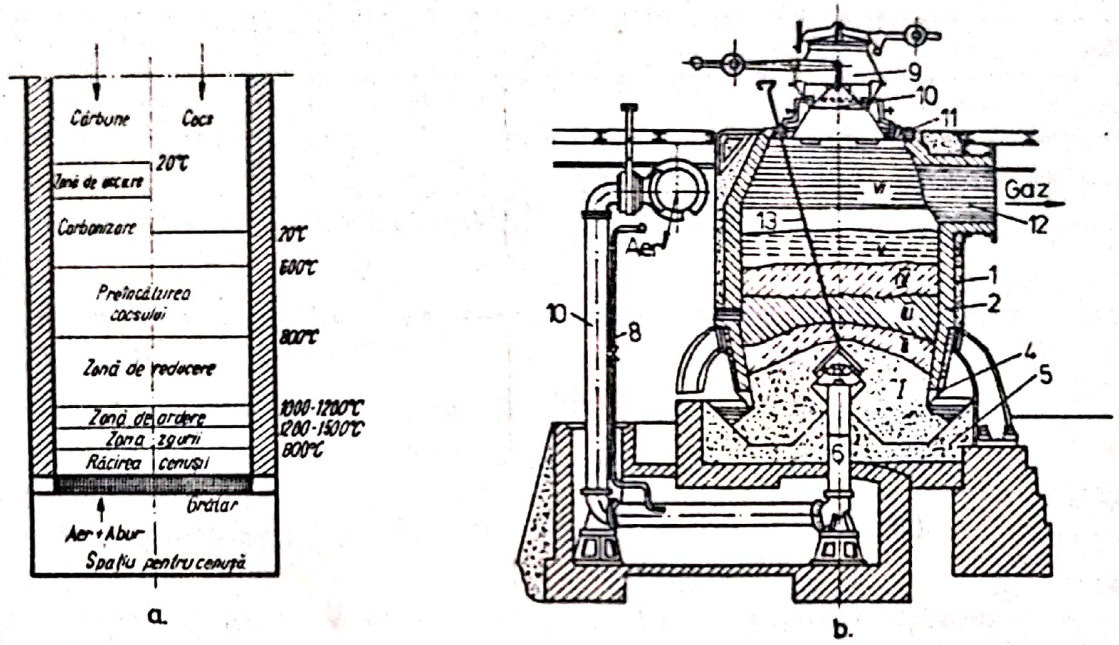


Fig.12.a Zonele de reacţie într-un generator de gaz;

b Generator de gaz cu grătar fix(nemecanizat, cu calotă de insuflare);1 - cuvă metalică;2 - căptuşeală din material refractar; 3 - căptuşeală de material izolant; 4 - tăblie suport; 5 - cuvă cu apă; 6 - conductă de aer şi abur; 7 - ventilator pentru aer; 8 - conductă de abur; 9 - generator; 10 - dispozitiv cu pîlnie de etanşare; 11 - orificii de observare; 12 - orificiu de evacuare a gazului; 13 - dispozitiv de introducere a agentului de gazeificare; I - stratul de zgură; II - zona de combustibil; III - zona de reducere-gazeificare; IV - zona descompunerii termice a cărbunelui şi preîncălzirii lui; V - zona de uscare; VI - zona de omogenizare şi colectare a gazului.

Principalele tipuri de gazogene se construiesc cu grătar fix,mobil,sau fără grătar.Constructiv,cel mai simplu tip de gazogen este cel cu grătar fix nemecanizat,prezentat în fig. 12.

Tabel Nr.3

Tipul combustibilului	Componenţi chimici (% V)										
	CO	H_2	CH_4	C_2H_4	CO_2	N_2	O_2	C_6H_6	CH_n	H_2S	H_2O
Gaz de cocs	5,4	56,8	23,9	1,6	2,2	9,3	0,4	0,4	-	-	-
Gaz de oraş	21,5	51,5	-	2,0	4,0	4,0	-	-	17	-	-
Gaz de păcură	17,0	14,5	4	-	4,0	-	-	-	-	0,6	0,4
Gaz de furnal	28 31	1,5 3	0,2 0,4	- -	8 12	57 59	- -	- -	- -	- -	- -

Procesul de gazeificare cu aer este următorul:

$$C + 1/2\ O_2 = CO + 123{,}07\ KJ \qquad (1)$$

$$2CO = CO_2 + C + 162{,}42\ KJ \qquad (2)$$

$$CO_2 + C = 2CO - 162{,}42\ KJ \qquad (3)$$

Reacţiile chimice (2) şi (3) au loc la anumite temperaturi. La temperaturi ridicate are loc reacţia chimică (3) şi la temperaturi mai coborîte, reacţia chimică (2). In procesul de gazeificare este de dorit, în concluzie, o temperatură ridicată. Raportul între fracţiunile de gaze existente (% V) variază cu temperatura , conform relaţiei lui Boudouard:

$$\frac{CO^2}{CO_2} = K$$

în care : K - constantă pentru gazeificarea carbonului cu aer uscat (tabelul 4).

Tabel Nr.4

Temperatura în °C	$K = \frac{CO^2}{CO_2}$	CO	CO_2	N_2
400	0,00039	0,9	20	78,5
500	0,02396	6,4	17,1	76,5
600	0,3241	18,1	10,1	71,8
700	2,789	29,4	3,1	67,9
800	18,94	33,7	0,6	65,7

In cazul gazeificării cu aer se degajă căldură conformm relaţiilor:

$$1 \text{ mol } C + 1/2 \text{ mol } O_2 = 1 \text{ mol } CO$$

$$1 \text{ mol } C = 1^{2} \text{ Kg}$$

$$1 \text{ mol gaz} = 22,4 \text{ m}^3_N$$

$$12 \text{ Kg } C + 22,4/2 \text{ m}^3_N O_2 = 22,4 \text{ m}^3_N CO$$

$$0,535 \text{ Kg } C + 0,5 \text{ m}^3_N O_2 = 1 \text{ m}^3_N CO$$

Tabel Nr.5

Combustibilul	H_i KJ/Kg	Combustibilul	H_i KJ/m^3_N
Cărbune amorf (C)	34115,90	Oxid de carbon (CO)	12767,30
Sulf (S)	9062,69	Hidrogen (H_2)	10716,16
Cărbune din flacără gaz	30557	Metan (CH_4)	35832,16
Cărbune gras	31395	Hidrocarburi grele (C_nH_m)	71162,00
Cărbune de minâ	31395	Acetilenă (C_2H_2)	54418,00
Cărbune slab	31395	Etilenă (C_2H_4)	59943,52
Cocs de minâ	29553,16	Gaz de cocserie	16865,39
Brichete de lignit	20092,80	Gaz de oraş	15542
Petrol	41834,88	Gaz de apă	10544
Gaz lampant	40269,32	Gaz de generator (cocs)	4956,22
Petrol din lignit	40227,46	Gaz de furnal	4273,90
Petrol din huilă	37674	Gaz natural (92 % CH_4)	32650
Gaz lichefiat	46046	Metan de Slochteren	30139

Din tabelul 5 utilizînd puterile calorifice obţinem:

$$0,535 \cdot 34115,9 \text{ KJ} + 0 = 12767,3 \text{ KJ} + 5484,7 \text{ KJ} \quad (4)$$

Din această relaţie rezultă că fiecare metru cub de gaz are 12767,3 KJ puterea calorifică, la care se mai adaugă, deoarece reacţia este exotermă, 5484,7 KJ.

De aici rezultă că este de dorit, pentru a nu pierde cantitatea de căldură suplimentară (5484,7 KJ), ca generatorul să fie construit lîngă cuptorul de încălzire (fig.13).

In cazul gazeificării cu aburi, procesul chimic este următoru

$$C + 2H_2O_{vap.} \; CO_2 + 2H_2 \quad (5)$$

$$C + H_2O_{vap.} = CO + H_2 \qquad (6)$$

$$CO + H_2O_{vap.} = CO_2 + H_2 \qquad (7)$$

K - constanta gazului de apă:

$$K = \frac{CO \quad H_2O}{CO_2 \quad H_2}$$

Reacţiile (6) şi (7) au loc cu preponderenţă la temperaturi distincte, Astfel la temperaturi ridicate se formează CO (6), iar la temperaturi scăzute CO_2+H_2 (7). Ambele reacţii sînt reacţii endoterme.

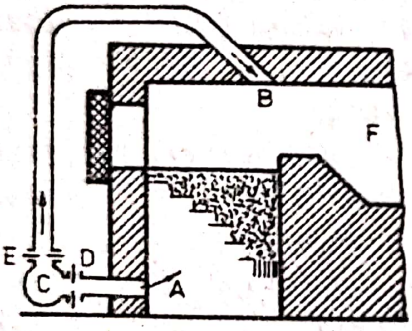


Fig.13

Observaţie: Cantitativ reacţiile pentru formarea gazului de apă sînt:

1 mol C + 1 mol H_2O = 1 mol CO + 1 mol H_2

12 Kg C + 18 Kg H_2O = 22,4 m^3 CO + 44,8 m^3 H_2

0,535 Kg C + 1,60 Kg H_2O = 1 m^3_N CO_2 + 2 m^3_N H_2

utilizînd tabelul 5 obţinem:

18252 KJ + 0 = 12767,3 KJ + 2·10717,2 KJ - 5232,5 KJ

1 mol C + 2 mol H_2O = 1 mol CO_2 + 2 mol H_2 (8)

0,535 Kg C + 1,60 Kg K_2O = 1 m^3_N CO_2 + 2 m^3_N H_2

Din tabelul Nr.5 rezultă:

18252 KJ + 0 = 0 + 21432,3 KJ - 3180,3 KJ (9)

Deci ambele reacţii sînt reacţii endoterme (cu absorbţie de căldură) şi pentru o desfăşurare continuă a procesului este necesară o sursă exterioară de căldură.

Gazul tehnic de generator (gazul mixt). Acest tip de gaz se obţine combinînd avantajele procedeelor de obţinere a gazului de aer şi a gazului de apă, cantitatea de căldură obţinută suplimentar (relaţia 4) fiind utilizată pentru reacţiile (8) respectiv (9).

Cantitatea teoretică maximă posibilă de gaz mixt, utilizînd

echilibrarea relaţiilor (4), (8) şi (9) din punct de vedere al necesarului şi excesului de căldură este:

$$1{,}00 \text{ mol C} + 1/2 \text{ mol } O_2 = 1 \text{ mol CO}$$

$$1{,}09 \text{ mol C} + 1{,}05 \text{ mol } H_2O = 1{,}05 \text{ mol CO} + 1{,}05 \text{ mol } H_2$$

$$2{,}05 \text{ mol C} + 1/2 \text{ mol } O_2 + 1{,}05 \text{ mol} H_2O = 2{,}05 \text{ mol CO} + 1{,}05 \text{ mol } H_2$$

Din tabelul Nr.5 rezultă:

$$2{,}05 \cdot 12\text{Kg C} + \frac{22{,}4}{2} \text{ m}^3_N O_2 + 1{,}05 \cdot 18\text{Kg } H_2O = 2{,}05 \cdot 22{,}4 \text{ m}^3_N \text{ CO} + 1{,}05 \cdot 22{,}4 \text{ m}^3_N H_2$$

$$1{,}08 \text{ Kg C} + 0{,}5 \text{ m}^3_N O_2 + 0{,}83\text{Kg } H_2O = 2{,}05 \text{m}^3_N\text{CO} + 1{,}05 \text{ m}^3_N H_2$$

$$36836{,}8 \text{ Kj} + 0 + 0 = 25745{,}9 \text{ KJ} + 11092 \text{ KJ} \qquad (10)$$

Din relaţia (10) rezultă că se obţine în cadrul acestui procesl188,24 KJ/m^3 semigaz de apă. Obţinerea gazului tehnic de generator se realizează în generatoare de gaz tehnic (gaz mixt)(fig.14) după Otto-Bachum, cu grătar rotativ.

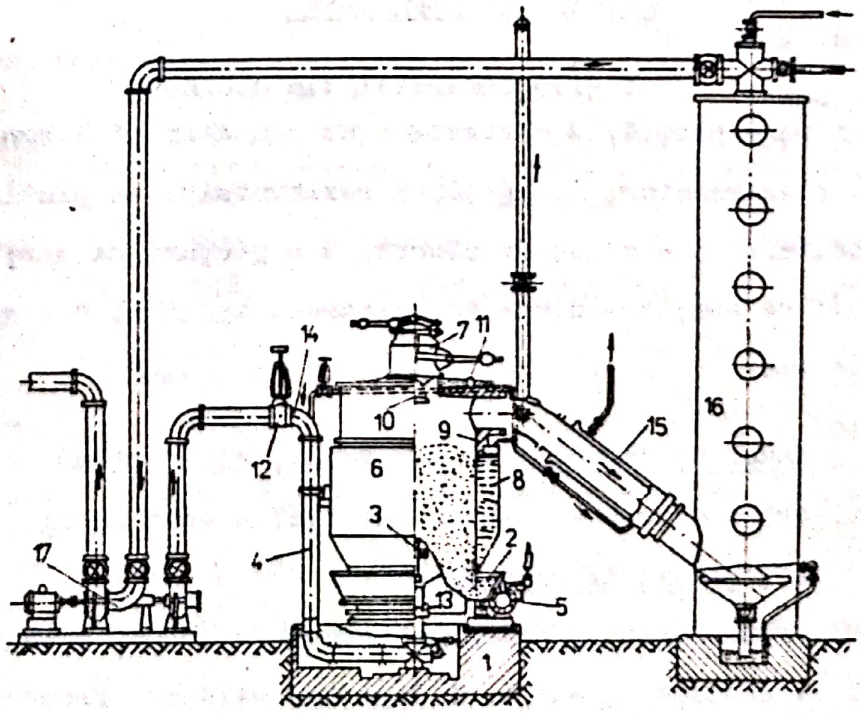


Fig.14

1-fundatii; 2-grătar rotativ; 3-dispozitiv de dozare; 4-conductă de apă; 5-ventilator exhaustor; 6-mantaua exterioară; 7-siguranţă; 8-apă pentru vaporizare; 9-peretele interior; 10-dispozitiv de introducerea cocsului(ecluză); 11-cupolă; 12-ventil de reglare; 13-dispozitiv de repartizare; 14-conductă de apă; 15-conducte de vehiculare a gazului; 16-spălătorul de gaz; 17-fascicol de tevi pentru transportul gazului.

Gazul de petrol (tabelul Nr.3). Deoarece petrolul nu se poate utiliza în stare brută, datorită nerentabilităţii procesului, în ultimul timp au apărut instalaţii de transformare a petrolului în gaze (fig.15) şi anume fracţiunile grele ale petrolului.

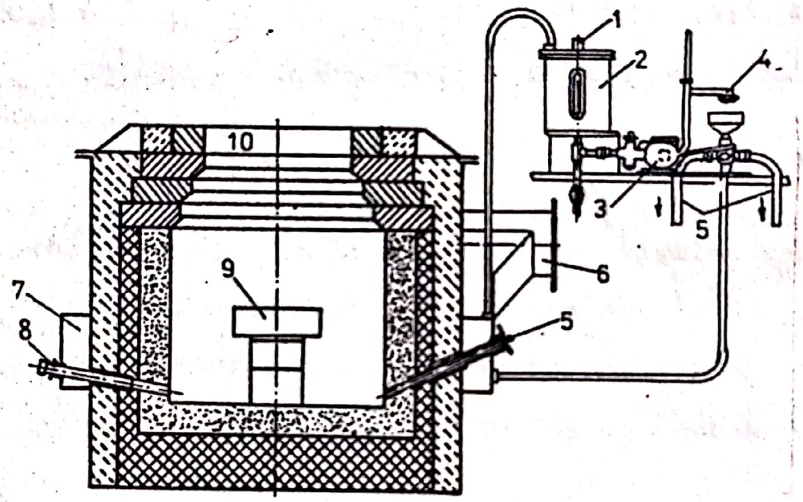


Fig.15 Generator tip O.C.C.R

1 - intrare păcură; 2 - rezervor cu plutitor; 3 - ventil de corectare cu electromotor; 4 - golirea rezervorului cu plutitor cu flange de măsurare; 5 - diuze de păcură; 6 - ştuţuri de aer; 7 - conductă inelară de aer; 8 - diuze de intrare a aerului; 9 - generator; 10 - iegire gaz.

Gazul de furnal (tabelul Nr.3), este obţinut din cuptorul înalt, avînd o putere calorică de 3767 - 4605 KJ/m^3_N.

2.2.Bazele teoriei arderii

Prin ardere se defineşte procesul chimic prin care combustibilul se combină cu oxigenul degajînd căldură. Procesele de ardere

pot fi împărţite în:

- procese omogene;
- procese eterogene.

Prin proces omogen de ardere se înţelege procesul de ardere ce are loc în volum (combustibili gazoşi), iar prin proces eterogen procesele la care arderea are loc numai la suprafaţă (combustibili solizi). Arderea unui combustibil lichid se caracterizează prin ambele tipuri de procese de ardere.

In urma procesului de ardere rezultă produse gazoase (gazele,de ardere) ce reprezintă purtătorii căldurii degajate în timpul procesului.

O caracteristică importanţă a combustibililor este <u>temperatura de aprindere</u> (punctul de aprindere) ce reprezintă o caracteristică de material reprzenînd cea mai joasă temperatură la care începe arderea intensă. La această temperatură, oxidarea parţială se accelerează brusc şi se transformă în ardere propriuzisă. Temperatura de aprindere a principalilor combustibili este redată în tabelul 6.

Tabelul Nr.6

Tipul combustibilului	Temperatura de aprindere °C	Tipul combustibilului	Temperatura de aprindere °C
Hidrogen	550	Cărbune brun	250 - 450
Oxid de carbon	610	Cocs	600 - 700
Metan	645	Cărbune pulbere	165
Hidrogen sulfurat	290	Mangal	235 - 250
Gaz metan	650 - 750	Antracit	700
Petrol lampant	270	Tiţei	360
Benzină	410	Motorină	350 - 450

Conform teoriei termice temperatura de aprindere corespunde atingerii echilibrului termic . Punctul de aprindere se determină din relaţia:

$$\lg \frac{P}{T_a} = \frac{A_1}{T_e} + A_2 \qquad (11)$$

unde: T_a - punctul de aprindere , (^oC);

P - presiunea ,(at);

T_o - temperatura inițială a amestecului gazos, (^oK);

A_1, A_2- coeficienți experimentali.

Prin <u>temperatură de ardere</u> se înțelege temperatura la care ajung gazele de ardere datorită preluării căldurii degajate prin arderea combustibilului. Această temperatură depinde de condițiile arderii.

Prin <u>temperatură calorimetrică</u> se înțelege temperatura de ardere completă.a combustibililor într-un spațiu izolat termic de exterior (adiabatic) în prezența unei cantități teoretic necesară de aer. Această temperatură este temperatura maximă pe care o dezvoltă un combustibil în cazul unei arderi ideale.

Temperatura de ardere incompletă a combustibilului într-un spațiu adiabatic se numește <u>temperatură teoretică de ardere</u>.

Prin <u>putere calorică</u> se înțelege cantitatea totală de căldură degajată prin arderea completă a unui Kg de combustibil (metru cub normal sau Kilomol de substanță)

<u>Puterea calorică inferioară</u> (H_i) este dată de diferența dintre puterea calorică și căldura consumată pentru evaporarea apei din combustibil.

<u>Prin putere calorică superioară</u> (H_s), căldură de ardere, se înțelege cantitatea de căldură degajată prin arderea completă a 1 Kg de combustibil (1 m_N^3) până la răcirea completă (temperatura mediului). Pentru o ardere completă a combustibilului, cantitatea de oxigen necesară arderii trebuie să fie în exces (n) datorită nerealizării complete a amestecului intim dintre oxigen și totalitatea particulelor combustibile.

Debitul real de aer necesar arderii este dat de relația:

$$V_a = nV_{at}; \qquad [m_N^3/Kg.comb.] \qquad (12)$$

unde: V_a - debitul real de aer, (m^3/s);

n - excesul de aer, (tabelul Nr.7);

V_{at} - debitul teoretic de aer, (m^3/s);

Tabel Nr.7

Tipul combustibilului	n
solizi în focare alimentate manual	1,6 - 2,0
solizi în focare alimentate mecanic	1,3 - 1,5
solizi în focare cu praf	1,2 - 1,4
lichizi	1,2 - 1,4
gazoşi	1,0 - 1,2

2.2.1. Calculul cantităţii de aer şi a produselor arderii

Pentru a calcula procesul de ardere a combustibililor în cuptoare trebuie determinatez cantitatea de aer necesară pentru întreţinerea arderii, cantitatea şi compoziţia gazelor produse în urma arderii, cantitatea de căldură degajată şi temperatura de ardere. Pentru calcule în cazul combustibililor solizi şi lichizi se consideră masa de 1 Kg, iar pentru combustibilii gazoşi cantitatea de 1 m^3_N.

2.2.1.1. Calculul cantităţii de aer şi a produselor arderii combustibililor solizi şi lichizi

Pentru arderea unei cantităţi de 1 Kg de combustibil solid sau lichid cantitatea necesară de aer, respectiv tipul şi volumul gazelor rezultate, sînt redate în tabelul Nr.8.

Tabel Nr.8

Ardere a 1 Kg de combustibil	Necesar în m^3_N		Gaze de ardere în m^3_N				
	O_2	Aer	CO_2	H_2O	N_2	SO_2	Total
$C + O_2 = CO_2$	1,87	8,91	1,87	-	7,04	-	8,91
$H_2 + 1/2O_2 = H_2O$	5,60	26,7	-	11,2	21,1	-	32,3
$S + O_2 = SO_2$	0,79	3,59	-	-	2,82	0,75	3,57

Se consideră un combustibil de compoziţie:

C - Kg/Kg combustibil;

H – Kg/Kg combustibil;
S – Kg/Kg combustibil;
O – Kg/Kg combustibil;
N – Kg/Kg combustibil;

Cantitatea teoretică de oxigen pentru acest combustibil este dată de relaţia (13) conform tabelului nr.8:

$$V_{ot} = 1,87\ C + 5,60\ H_2 + 0,79\ S - 0,7\ O_2 \quad (m_N^3/Kg) \quad (13)$$

Deoarece fiecare m_N^3 de aer conţine circa 0,21 m_N^3 O_2 şi 0,79 m_N^3 azot, rezultă:

$$V_{at} = 4,76\ V_{ot} \quad (m_N^3/Kg\ comb.) \qquad (14)$$

deoarece $\frac{100}{21} = 4,76$, unde V_{at} - cantitatea teoretică necesară de aer.

Produsele rezultate în urma procesului de ardere sub formă de gaze, cu exces teoretic de aer, în cazul cînd se cunoaşte şi umiditatea totală a combustibilului W_t (Kg/Kg), a unui Kg de combustibil se determină cu ajutorul tabelului 8, astfel:

masa unui mol de O_2 = 32 Kg
masa unui mol de N_2 = 22 Kg
volumul unui mol de gaz = 22,4 m_N^3 gaz.

$$V_{rt} = 1,87\ C \cdot m_N^3\ CO_2 + (7,04\ C + 21,1\ H + 2,82\ S - 3,32\ O + 0,8\ N) \cdot$$
$$\cdot m_N^3\ N_2 + (11,2\ H + 1,24\ W_t) m_N^3\ H_2O + 0,75\ S \cdot m_N^3 SO_2 \quad (m_N^3) \quad (15)$$

Volumul gazelor de ardere este dat de relaţia:

$$V_{rt} = V_{at} + 5,60\ H_2 + 1,24\ W_t + 0,8\ N_2 + 0970\ O_2 \quad (m_N^3/Kg) \quad (16)$$

2.2.1.2. Calculul cantităţii de aer şi a produselor arderii combustibililor gazoşi

Pentru calcularea procesului de ardere a combustibililor gazoşi se utilizează tabelul Nr.9 în care sînt redate principalele reacţii chimice şi produsele gazoase rezultate la arderea a 1 m_N^3 de

combustibil gazos. Se consideră un combustibil gazos de compoziţie:

CO_2 - m^3_N/m^3_N combustibil; CO - m^3_N/m^3_N combustibil;

C_nH_m - m^3_N/m^3_N combustibil; CH_4 - m^3_N/m^3_N combustibil;

O_2 - m^3_N/m^3_Nxcombustibil; N_2 - m^3_N/m^3_N combustibil;

H_2 - m^3_N/m^3_N combustibil; H_2O - m^3_N/m^3_N combustibil;

Tabel Nr.9

Reacţiile chimice de ardere pentru 1 m^3_N	Necesar (m^3_N)		Gaze de ardere (m^3_N)			
	O_2	Aer	CO_2	H_2O	N_2	Total
$CO + 1/2\ O_2 = CO_2$	0,5	2,38	1,0	-	1,88	2,88
$H_2 + 1/2\ O_2 = H_2O$	0,5	2,38	-	1,0	1,88	2,88
$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$	2	9,52	1,0	2,0	7,52	10,52
$C_3H_5 + 4,5O_2 = 3CO_2 + 2,5H_2O$	4,5	21,40	3,0	13,0	16,9	22,90

Cantitatea teoretică de oxigen se determină conform tabelului nr.9,astfel:

$$V_{ot} = 4,5C_3H_5 + 0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 - O_2 \quad (m^3_N/m^3_n comb.) \qquad (17)$$

de unde:

$$V_{at} = 4,76\ V_{ot} \quad (m^3_N/m^3_N\ comb.) \qquad (18)$$

Cantitatea şi compoziţia gazelor de ardere (umede), pentru 1 m^3_N combustibil, este dată de relaţia (19).

$$V_{rt} = CO_2 + H_2O + N_2 = CO_2 + 3C_3H_5(3C_nH_m) + CO + CH_4\ m^3_N CO_2 +$$

$$+ (H_2O + 2CH_4 + 3C_3H_5 + H_2)m^3_N H_2O + (N_2 + 3,76V_{ot})m^3_N N_2 \qquad (19)$$

In cazul determinării compoziţiei gazelor rezultate cu un aparat automat de înregistrare, se obţine volumul uscat al gazelor de ardere (V_{rt-us}):

$$V_{rt-us} = V_{rt} - H_2O \qquad (20$$

Deoarece un proces real de ardere are loc cu un exces de aer:

$$V_a = nV_{at} \qquad (12)$$

volumul gazelor arse real este:

$$V_r = V_{rt} + (n-1)V_{at} \qquad (m^3N/Kg_{comb.}) \qquad (21)$$

Volumul uscat real de gaze arse, este:

$$V_{r.us} = V_{rt-us} + (n-1)V_{at} \quad (m^3_N/m^3_{Ncomb.}) \qquad (22)$$

2.2.1.3. Relaţii empirice de calcul a cantităţii de aer

In marea majorotate a cazurilor, cuptoarele, nu sînt prevăzute cu automate de înregistrare a compoziţiei gazului. In aceste cazuri se utilizează puterea calorifică (puterea calorică) inferioară (H_i) şi pe baza ei se calculează cantitatea de aer şi volumul total al gazelor arse după relaţiile empirice (23), (24), (25) şi (26) respectiv (27) şi (28), caracteristice utilizării combustibililor solizi, lichizi respectiv gazoşi.

a. - pentru combustibili solizi:

$$V_{at} = 0,5 + 1,012 \frac{H_i}{1000} \quad (m^3_N/Kg \text{ cantitate aer teoretic}) \qquad (23)$$

$$V_{rt} = 1,01 + 0,89 \frac{H_i}{1000} \quad (m^3_N/Kg \text{ gaze umede arse}) \qquad (24)$$

Aceste relaţii sînt valabile pentru arderea fără cenuşă sau cu un conţinut de maxim 10% cenuşă rezultată în urma procesului de ardere.

b. - pentru combustibili lichizi:

$$V_{at} = 2 + 0,85 \frac{H_i}{1000} \quad (m^3_N/Kg \text{ cantitate de aer teoretic}) \qquad (25)$$

$$V_{rt} = 1,11 \frac{H_i}{1000} \quad (m_N^3/Kg \text{ gaze de ardere umede}) \qquad (26)$$

c. - pentru combustibili gazoşi:

$$V_{at} = 1,09 \frac{H_i}{1000} - 0,25 \quad (m_N^3/m_N^3 \text{ de combustibil}) \qquad (27)$$

$$V_{rt} = 1,14 \frac{H_i}{1000} + 0,25 \quad (m_N^3/m_N^3 \text{ de combustibil}) \qquad (28)$$

2.2.2. Vaporii de apă şi punctul de rouă

In urma procesului de ardere a combustibililor rezultă amestecuri între anumite categorii de gaze şi vapori de apă.

Umiditatea relativă a unui amestec de gaze şi vapori de apă la o anumită temperatură este determinată de raportul dintre presiunea parţială a vaporilor de apă din amestec şi presiunea vaporilor de apă la saturaţie cu abur la aceeaşi temperatură. In cazul temperaturilor reduse (30 - 40°C) acest raport determină gradul de saturare în vapori.

Temperatura la care un amestec de gaze cu vapori de apă este saturat în vapori de apă se defineşte drept punctul de rouă (fig.16).

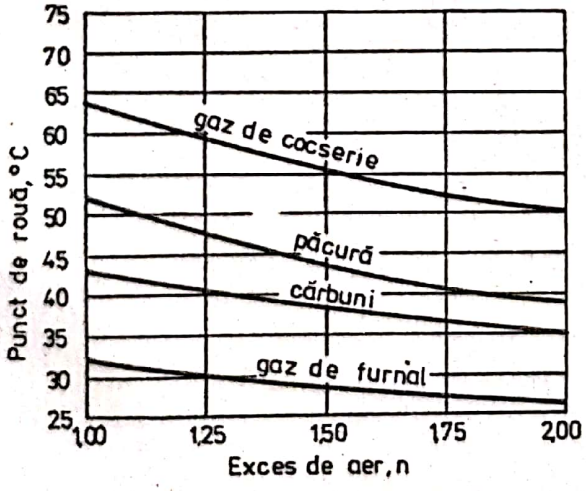


Fig.16

In cazul cînd se micşorează această temperatură amestecul devine suprasaturat. În vapori de apă şi excesul de vapori se transformă în stare lichidă, formînd condensul. Din această cauză în proiectarea cuptoarelor, calculele termice trebuie astfel conduse încît să se evite formarea condensului (temperatura gazelor să fie

mai mare decît temperatura corespunzătoare punctului de rouă în toată incinta cuptorului)

De o importanţă deosebită este acest indice în cazul calculului cuptoarelor de uscare unde cantitatea de lichid trebuie eliminată din semifabricate prin vaporizare în timpul procesului. Acest indice trebuie să constituie baza de calcul.

Exemplu: Dacă agentul de uscare utilizat este aerul, de presiune iniţială (p_o = 1 atm = 1,013 daN/cm^2), acesta conţine în compoziţie apă sub formă de vapori.

Se consideră pentru calcul:

t_o = 10°C;

φ -(gradul de saturare) = 80 %;

p - presiunea parţială a vaporilor de apă în aer(torri);

p'- presiunea de saturare la aceiaşi temperatură (t°C); (torri) (tabelul Nr.10);

x - masa vaporilor de apă la un Kg de aer uscat (Kg);

x'- masa vaporilor de apă saturaţi la un Kg de aer uscat (Kg/Kg) (tabelul Nr.10);

p_o-p - presiunea parţială a aerului nesaturat;

p_o-p' - presiunea parţială a aerului după saturarea cu vapori de apă (tabelul Nr.10).

Aplicînd legea gazelor perfecte:

$$pV = RT$$

$$p_1V_1 = p_2V_2$$

obţinem:

$$x'(p_o - p\varphi) = 0{,}622\ p'$$

$$x' = \frac{0{,}622\ p'}{p_o - p'} \quad \text{(Kg/Kg)} \qquad (29)$$

Tabel Nr.10

Temperatura	1 m^3 abur saturat cîntăreşte:	Presiunea parţială h a vaporilor saturaţi	Presiunea parţială (760 - h') a aerului	Masa de vapori în 1 Kg aer uscat saturat cu vapori, $=\frac{0,622h'}{760-h'}$	Conţinut de căldură a 1 Kg de aer uscat la t°C i = 1,005t	Conţinut de căldură a vaporilor dintr-un Kg de aer uscat saturat cu vapori la t°C i=x'(1,93t + + 2490,67)	Entalpia aerului plus a vaporilor la t°C în KJ/Kg de aer uscat: 1 Kg aer uscat saturat cu vapori la t°C; i'= 1,005t + x(1,93t+ + 2490,67
t°C	Kg	mm Hg	mm Hg	Kg/Kg	KJ/Kg	KJ/Kg	
5	0,00696	6,53	753,47	0,0055	5,025	13,69	18,71
10	0,00951	9,16	750,84	0,0055	10,050	19,26	29,30
15	0,01319	12,70	747,30	0,0108	15,075	27,87	42,91
20	0,01753	17,39	742,61	0,0148	20,100	37,46	57,56
25	0,02312	23,55	736,46	0,0202	25,125	55,34	76,27
30	0,0308	31,55	728,45	0,0275	30,150	69,91	100105
35	0,0397	41,83	718,17	0,0366	35,175	93,57	128,72
40	0,0512	54,91	705,09	0,0489	40,200	125,58	165,77
45	0,0657	71,40	688,60	0,0653	45,225	167,86	213,07
50	0,0834t	91,88	668,02	0,0868	50,250	223,11	273,35
55	0,1045	117,98	642,52	0,1152	55,275	298,46	353,72
60	0,1311	148,79	611,21	0,154	60,300	401,86	462,13
65	0,1623	186,94	573,06	0,206	65,325	537,48	602,78
70	0,1992	233,09	526,91	0,2799	70,350	728,36	798,69
75	0,2440	288,50	471,50	0,377	75,375	983,71	1059,06
80	0,2958	354,64	405,56	0,554	80,400	1460,91	1541,29
85	0,3574	433,04	326,962	0,840	85,425	2218,58	2303,97
90	0,4280	525,45	234,55	1,430	90,450	3788,33	3876,91
95	0,5110	633,75	126,25	3,211	95,457	8388,74	8484,18
100	0,6060	760,00	0,00	-	100,500	-	-

Scanned with OKEN Scanner

Stiind că:

$$\varphi = \frac{p}{p'}$$ - umiditatea relativă şi că

prin grad de saturaţie se înţelege raportul masic al cantităţilor de vapori de apă şi de vapori saturaţi dintr-un Kg de aer uscat la temperatură constantă (Ψ); obţinem:

a - la temperaturi scăzute ($\leq 40^{\circ}C$);

$$\varphi \equiv \Psi$$

b - la temperaturi ridicate ($\geq 40^{\circ}C$);

$$\frac{\Psi}{\varphi} = \frac{p_o - p'}{p_o - p} \qquad (30)$$

Conţinutul de căldură (entalpia) al unui Kg de aer uscat la $t^{\circ}C$ este de $1,005 \cdot t$ (KJ/Kg), iar a unui Kg de vapori este de $(1,93 \cdot t + 2490,57)$, relaţia lui Mollier.

Entalpia (i),a unui Kg de aer uscat ce conţine x Kg vapori este de:

$$i = 1,005t + x(1,93t + 2490,57) \quad (KJ/Kg \text{ aer uscat}) \quad (31)$$

Entalpia unui Kg de aer uscat ce conţine vapori saturaţi la $t^{\circ}C$ este de:

$$i' = 1,005t + x'(1,93t + 2490,57) \left(\frac{KJ}{Kg \text{ aer saturat}}\right) \quad (32)$$

Exemplu: Pentru un gaz de cocs de furnal avînd compoziţia:

CO	C_nH_m	O_2	CO_2	CH_4	H_2	N_2
0,06	0,02	0,004	0,022	0,237	0,563	0,094

se va calcula punctul de rouă pentru o ardere saturată cu aer, adică cu un exces de $n = 1,4$.

Cu ajutorul relaţiei (18) şi (17) reiese:

$$V_{at} = 4,76(4,5 \cdot 0,02 + 0,5 \cdot 0,06 + 0,5 \cdot 0,563 + 2,00237 - 0,004) =$$

$$= 4,15 \ m_N^3 \text{ aer la } 1 \ m_N^3 \text{ gaz}$$

Cu ajutorul relaţiei (19) se calculează:

$$V_{rt} = (0,022 + 3 \cdot 0,02 + 0,06 + 0,237)\,CO_2 + (3 \cdot 0,02 + 0,563 + 2 \cdot 0,237)H_2O + (0,094 + 3,76 \cdot 0,8715) = 485\ m_N^3$$ gaze de ardere umede la 1 m_N^3 gaz.

Această cantitate de produse de ardere umede provenite din arderea cu n = 1, cunoscînd densităţile următoarelor componente: CO_2 = 1,98 Kg/m_N^3; N_2 = 1,251 Kg/m_N^3; H_2O = 0,804 Kg/m_N^3; aer = = 1,293Kg/m_N^3 va avea următoarea greutate:

$$0,379 \cdot 1,98 + 1,097 \cdot 0,804 + 3,394 \cdot 1,251 = 5,842 \text{ Kg}$$

Densitatea gazelor arse va fi deci: 5,842/4,85 = 1,205Kg/m_N^3.

Din aceste 5,842 Kg gaze arse umede scoţînd 0,882 Kg H_2O se obţine greutatea gazelor uscate, adică 4,960 Kg, deci la 1 Kg gaze arse uscate revine 0,178 Kg apă. Conform tabelului Nr.10 punctul de rouă corespunzător este 62°C.

In cazul arderii cu n = 1,4 masa gazelor umede de ardere care provin dintr-un m_N^3 de gaz combustibil este:

$$5,842 + (n-1)V_{at} \cdot 1,293 = 5,842 + 0,4 \cdot 4,15 \cdot 1,293 = 7,99 \text{ Kg}$$

din care de asemenea 0,882 reprezintă H_2O.

2.2.3. Gazele de ardere ca purtători de căldură

Gazele rezultate în urma unui proces de ardere a unui combustibil constituie principalul purtător de căldură.

Temperatura de ardere, temperatura gazelor arse după terminarea arderii, ne dă calitatea acestei călduri. Pentru calcularea temperaturii de ardere, trebuie să.se cunoască puterile calorice (superioare şi inferioare) şi compoziţia combustibilului utilizat în proces.

In proiecatrea instalaţiilor şi agregatelor termice, din considerente termice, se utilizează de preferinţă puterea calorifică inferioară (temperatura de utilizare nu coboară niciodată pînă la

Scanned with OKEN Scanner

temperatura de separare sub formă de condens a vaporilor).

Conţinutul de căldură (entalpia) a gazelor de ardere poate fi definită prin relaţia $c_{pm} \cdot t_{vt}$ (KJ/m_N^3) în care c_{pm} este căldura specifică medie la presiune constantă în domeniul respectiv de temperaturi şi t_{vt} - temperatura teoretică de ardere (^oC) (tabelele Nr. 11, 12, 13 şi 14).

$$\frac{H_i}{V_{rt}} = c_{pm} \cdot t_{vt}$$

$$t_{vt} = \frac{H_i}{V_{rt} \cdot c_{pm}} \qquad (33)$$

Tabel Nr.11

Căldura specifică medie la presiune constantă în $KJ/m_N^3 \cdot K$ (după DIN 1873)

t^oC	N_2	H_2O	CO_2	Aer
0	1,298	1,486	1,616	1,302
200	1,302	1,515	1,796	1,310
400	1,319	1,557	1,942	1,331
600	1,344	1,607	2,055	1,356
800	1,369	1,658	2,143	1,381
1000	1,394	1,712	2,219	-
1200	1,415	1,762	2,273	1,427
1400	1,436	1,808	2,315	1,448
1600	1,453	1,854	2,357	1,465
1800	1,469	1,896	2,394	1,482
2000	1,482	1,934	2,424	1,494

In genere putem determina entalpia gazelor de ardere cu următoarea relaţie pentru 1 Kg de combustibil sau 1 m_N^3:

$$I = V_{rt} \cdot c_{pm} \cdot t \quad (KJ) \qquad (34)$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.12

Căldura specifică medie la presiune constantă a,gazelor rezultate din arderea combustibililor, în $KJ/m_N^3 \cdot ^oC$

t^oC	Combustibili solizi	Păcură	Gaz de generator	Gaz de cocserie	Gaz de furnal
200	1,411	1,406	1,411	1,394	1,432
400	1,452	1,444	1,452	1,427	1,477
600	1,494	1,473	1,494	1,465	1,519
800	1,528	1,515	1,528	1,498	1,561
1000	1,561	1,549	1,561	1,536	1,599
1200	1,595	1,586	1,595	1,565	1,632
1400	1,624	1,616	1,624	1,599	1,662
1600	1,649	1,632	1,649	1,624	1,687
1800	1,678	1,653	1,678	1,641	1,716
2000	1,691	1,674	1,691	1,662	1,725

Tabel Nr.13

Cantitatea, compoziţia şi căldura specifică medie la presiune constantă a gazelor de ardere a metanului (după Schuster)

Denumirea	Exces de aer n =						
	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30
1	2	3	4	5	6	7	8
Cantitatea de gaz de ardere (uscat) $V_r \cdot t_r$ (m_N^3/m_N^3) Metan	8,52	8,99	9,47	9,94	10,42	10,90	15,37
Cantitatea de gaz de ardere (umed) V_r (m_N^3/m_N^3) Metan	10,52	10,99	11,47	11,94	12,42	12,90	13,37
Compoziţia gazelor de ardere (uscate)							
CO_2 vol.%	11,7	11,1	10,6	10,1	9,6	9,2	8,8
O_2 vol.%	0,0	1,1	2,1	3,0	3,8	4,6	5,3
N_2 vol.%	88,3	87,8	87,3	86,9	86,6	86,2	85,9
Compoziţia gazelor de ardere (umede)							
CO_2,vol.%	9,5	9,1	8,7	8,4	8,0	7,8	7,5
H_2O ,vol.%	19,0	18,2	17,4	16,7	16,1	15,5	15,0
O_2,vol.%	0,0	0,9	1,7	2,5	3,2	3,9	4,5
N_2,vol.%	71,5	71,8	72,2	72,4	72,7	72,8	78,0

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.13
(Continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
Căldura specifică medie C_{pv} (kcal/m³.grd)							
0 - 100°C	1,381	1,377	1,377	1,369	1,369	1,365	1,365
200°C	1,398	1,394	1,390	1,386	1,386	1,381	1,381
300°C	1,411	1,406	1,402	1,402	1,398	1,394	1,390
400°C	1,432	1,427	1,423	1,419	1,415	1,411	1,411
500°C	1,448	1,444	1,440	1,436	1,432	1,427	1,427
600°C	1,465	1,461	1,457	1,453	1,448	1,444	1,444
700°C	1,486	1,482	1,473	1,469	1,469	1,465	1,461
800°C	1,503	1,499	1,494	1,490	1,486	1,482	1,473
900°C	1,520	1,515	1,511	1,507	1,503	1,499	1,494
1000°C	1,536	1,532	1,528	1,524	1,520	1,515	1,511
1100°C	1,553	1,549	1,545	1,540	1,536	1,532	1,528
1200°C	1,570	1,566	1,561	1,553	1,549	1,545	1,540
1300°C	1,582	1,578	1,574	1,566	1,561	1,557	1,553
1400°C	1,599	1,595	1,586	1,582	1,578	1,574	1,570
1500°C	1,612	1,607	1,599	1,595	1,591	1,586	1,586

Tabel Nr.14

Cantitatea, compoziția și căldura specifică medie la presiune constantă a gazelor de ardere a propanului

Denumirea	Exces de aer n =						
	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30
1	2	3	4	5	6	7	8
Cantitatea de gaz de ardere uscat $V_r \cdot t_r$ (m^3_N/m^3_N) Propan	21,80	22,99	24,18	25,37	26,56	22,75	28,94
Cantitatea de gaz de ardere (umed) V_r (m^3_N/m^3_N) Propan	25,80	26,99	28,18	29,37	30,56	31,75	32,94
Compoziția gazelor de ardere (uscate							
CO_2, vol.%	13,8	13,0	12,4	11,8	11,3	10,8	10,4
C_2 , vol.%	0,0	1,1	2,1	3,0	3,8	4,5	5,2
N_2 , vol.%	86,2	85,9	85,5	85,2	84,9	84,7	84,4
Compoziția gazelor de ardere (umede)							
CO_2, vol.%	11,6	11,1	10,6	10,2	9,8	9,4	9,1
H_2O, vol.%	15,5	14,8	14,2	13,6	13,1	12,6	12,1
O_2 , vol.%	0,0	0,9	1,8	2,6	3,3	3,9	4,6
N_2 , vol.%	72,9	73,2	73,4	73,6	73,8	74,1	74,2

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.14
(Continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
Căldura specifică medie C_{pm} ($KJ/m_N^3 \cdot grd$)							
0 - 100°C	1,381	1,377	1,373	1,373	1,369	1,365	1,365
200°C	1,402	1,398	1,394	1,390	1,386	1,386	1,381
300°C	1,419	1,411	1,406	1,402	1,402	1,398	1,386
400°C	1,436	1,432	1,427	1,423	1,419	1,415	1,402
500°C	1,453	1,448	1,444	1,440	1,436	1,432	1,432
600°C	1,473	1,469	1,461	1,457	1,457	1,453	1,448
700°C	1,490	1,486	1,482	1,478	1,473	1,469	1,465
800°C	1,507	1,503	1,494	1,490	1,486	1,482	1,482
900°C	1,528	1,524	1,515	1,511	1,507	1,503	1,499
1000°C	1,546	1,540	1,532	1,528	1,524	1,520	1,515
1100°C	1,557	1,557	1,549	1,545	1,540	1,536	1,524
1200°C	1,578	1,570	1,566	1,561	1,557	1,553	1,549
1300°C	1,591	1,582	1,578	1,574	1,566	1,561	1,557
1400°C	1,607	1,599	1,595	1,586	1,582	1,578	1,574
1500°C	1,616	1,612	1,603	1,599	1,595	1,595	1,594

Reprezentarea grafică a lui I = f(t) pentru un anumit tip de combustibil, <u>digrama I-t</u>, pe care se trasează şi orizontala (H_i) a combustibilului utilizat ne dă <u>temperatura teoretică de ardere pentru un anumit exces de aer (n)</u>, pentru entalpia gazelor rezultate din ardere. (Exemplu de diagramă în fig.17, pentru entalpia gazelor rezultate din arderea cărbunilor de lignit.)

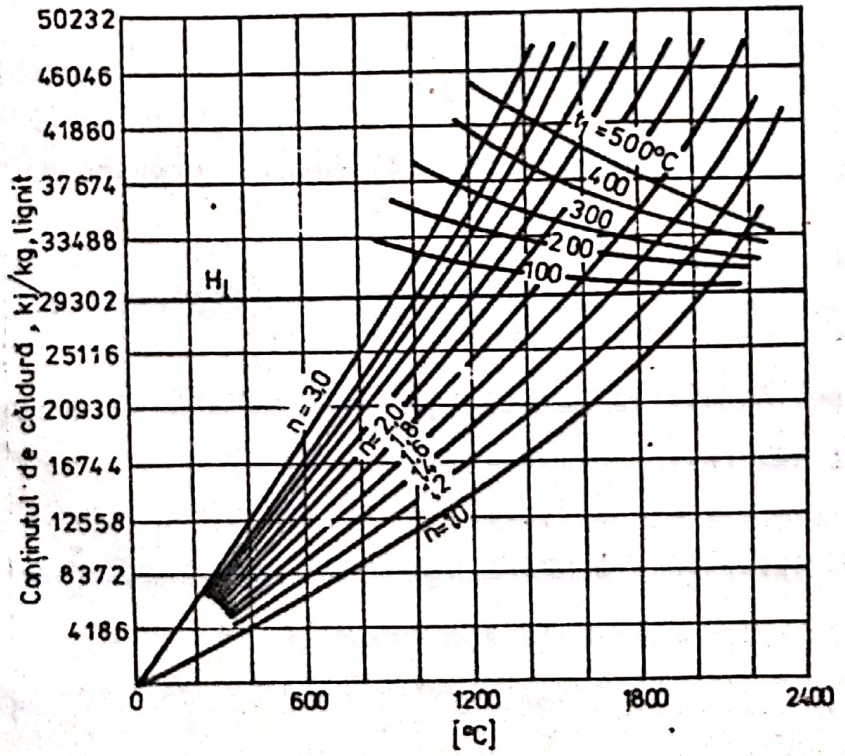


Fig.17

Aceste diagrame I =f(t) sînt de o deosebită importanţă şi pentru faptul că prin intermediul lor putem determina pierderile de căldură pe coş (I_θ), cunoscîndu-se temperatura de evacuare (θ) a gazelor din cuptor. Valoarea pierderilor prin coş pentru fiecare m_N^3 de gaz evacuat este dată de I_θ/V_{rt}.

Exemplu: Se arde gaz de cocserie cu compoziţia următoare: 0,31 CO; 0,023 H_2; 0,003 CH_4; 0,09 CO_2; 0,574 N_2 cu un exces de aer de n = 1,25.

După relaţia (18) se scrie:

$$V_{at} = 4,76(0,5\cdot0,31 + 0,5\cdot0,023 + 2\cdot0,003) = 4,76\cdot0,1725 = 0,825 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Din relaţia (19 se scrie:

$$V_{rt} = 0,09 + 0,31 + 0,005 = 0,403$$
$$0,023 + 2\cdot0,003 = 0,029$$
$$0,57 + 3,76\cdot0,1725 = 1,224$$
$$V_{rt} = 1,656 \ m_N^3/m_N^3$$

Puterea calorifică inferioară se găseşte în tabelul Nr.5

$$0,31\cdot12767,3 = 3957,86$$
$$0,023\cdot10716,2 = 246,47$$
$$0,003\cdot35832,2 = 107,50$$
$$H_i = 4311,83 \ Kj/m_N^3$$

Cu n = 1,25 se obţine volumul real al gazelor arse, cu ajutorul relaţiei (21)

$$V_r = V_{rt} + (n+1)V_{at} = 1,656 + (1,25 - 1)0,825 = 1,656 + 0,206 \frac{m_N^3}{m_N^3}$$

Conţinutul de căldură al acestor gaze la 600°C va fi conform tabelelor Nr.11 şi 12,

$$I_{600} = 1,656\cdot1,52\cdot600 + 0,206\cdot1,356\cdot600 = 1674,4 \ KJ/m_N^3$$ gaz de cocs.

2.2.4. Fizica proceselor de ardere

In acest capitol ne vom ocupa de condiţiile fizice ale proceselor de ardere.

Pentru ca procesele de ardere să aibă loc este necesară o energie de activare ce este dată sub formă de încălzire prin care se cedează cantitatea de energie necesară. Energia de activare este necesară pînă la atingerea temperaturii de aprindere după care arderea are loc într-o reacţie în lanţ. Totodată şi recircularea produselor de ardere spre flăcără (în sens invers) are o influenţă deosebită asupra energiei de activare.

Aprinderea combustibilului este posibilă cînd se amestecă o camtitate minimă de gaz cu aerul necesar (limita de aprindere inferioară). Totodată la o cantitate mai mare de gaz procesul de ardere nu poate avea loc (limita de aprindere superioară). Ambele valori pentru cele mai utilizate gaze sînt date în tabelul Nr.15.

Tabel Nr.15

Limite de aprindere la amestecuri gaz - aer

Gaz	Limita de aprindere în % gaz		Gaz	Limita de aprindere în % gaz	
	inferior	superior		inferior	superior
Hidrogen	4	74,2	Gaz de furnal	33	7,0
Oxid de carbon	125c	74,2	Cocs de generator	19	64
Metan	5,1	13,5	Cocs de hidrogen	6	75
Etan	3,0	12,5	Gaz de oraş	5	33
Propan	2,1	9,5	Gaz de antracit	5	30
Butan	1,8	8,4	Gaz natural	5	15

Deoarece între limitele superioare şi cele inferioare pot avea loc şi eventuale explozii, într-o incintă închisă, aceste limite se numesc şi limite de explozie. Pentru a împiedica declanşarea exploziilor, amestecul gaz aer este aprins imediat după ieşire .

O deosebită importanţă în cazul arderii este şi viteza de aprindere - viteza cu care arderea declanşată prin aport normal de energie

de aprindere se deplasează în amestecul gaz-aer. (Tabel Nr.16 şi Fig.18).

Tabel Nr.16

Viteze maxime de aprindere ale gazelor

Combustibil gazos	Viteza de aprindere cm/s	Combustibil gazos	Viteza de aprindere cm/s
CO cu 1,35% H_2O	33	Gaz de sondă	14
H_2	280	Gaz de cocserie	33
CH_4	40	Gaz de apă	151
C_2H_6	48	Gaz de oraş	115
C_3H_8	49	Gaz de huilă	111
C_4H_{10}	49	Gaz metan	38
C_2H_2	83	---	---

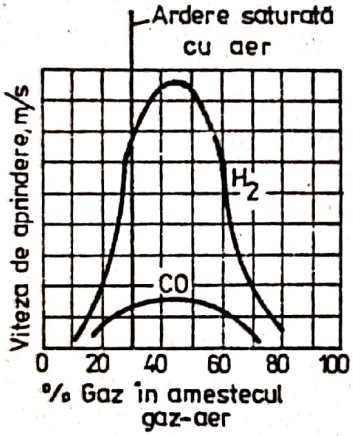


Fig.18

Odată cu creşterea temperaturii de preîncălzire şi a turbulenţei amestecului gaz-aer viteza de aprindere creşte. Deoarece această viteză poate fie de <u>înapoiere a flăcării</u> (flacăra se deplasează în sens invers curgerii amestecului) sau de <u>desprindere</u> (flacăra se deplasează în sensul curgerii amestecului), se pune problema stabilizării flăcării la gura arzătorului sau în imediata apropiere a acestuia.

Pentru aceasta se pot utiliza o serie de metode şi anume:

1. - la arzătoarele cu amestec prealabil se utilizează o flacără de menţinere (<u>flacără pilot</u>) printr-o deviere a unei cantităţi reduse de combustibil (amestec) în acest scop;

2. - se adaptează o prelungire cilindrică sau conică la gura arzătorului;

3. - recircularea unor produse de ardere cu temperatură ridicată prin intermediul reţinătoarelor de flacără şi prin practicarea de canale de recirculare în arzător.

Scanned with OKEN Scanner

2.3. Transmisia căldurii în cuptoarele industriale

Termocinetica cuptoarelor se ocupă cu studiul fenomenelor de propagare a căldurii, începînd cu transformările ce au ca obiect sursa de căldură, combustibilul.

Gazele, produsele de ardere a combustibililor, cedează o parte din cantitatea de căldură înmagazinată pereţilor cuptorului şi metalelor supuse procesului de încălzire, restul cantităţii fiind evacuată prin canalele de fum odată cu gazele de ardere. Mare parte din această ultimă cantitate de căldură poate fi recuperată prin intermediul schimbătoarelor de căldură,

Propagarea căldurii reprezintă un proces complex ce,se poate realiza prin conducţie, prin convecţie şi radiaţie.

Conducţia reprezintă transferul de căldură, propriu corpurilor solide şi straturilor subţiri de fluide staţionare, de la atom la atom;datorită gradientului termic, fără deplasări aparente a substanţei.

Convecţia reprezintă transferul de căldură, propriu fluidelor,ce are loc prin deplasarea aparentă a substanţei datorită diferenţei de densitate (determinată de diferenţa de temperatură), proces specific şi schimbărilor stărilor de agregare.

Radiaţia reprezintă transferul de căldură de natură electromagnetică ce se manifestă la contactul undelor radiante cu corpurile pe care cad, fiind absorbită, reflectată sau transmisă.

Cedarea cantităţii de căldură a gazelor se realizează prin convecţie şi radiaţie (la temperaturi din interiorul cuptorului de peste 800°C procesul de transfer se realizează 85 - 90 % prin radiaţie).

Convecţia este preponderentă în cazul recuperatoarelor şi regeneratoarelor de căldură.

Transferul căldurii prin pereţi şi în masa metalelor din cuptor se realizează prin conducţie în regim staţionar, foarte

Scanned with OKEN Scanner

dezvoltată în cursul de termotehnică, va fi tratată numai schematic.

2.3.1. Transmisia căldurii prin convecţie

Convecţia reprezintă transferul de căldură, cu suport material, însoţit de deplasare de substanţă (molecule, atomi, ale unui lichid sau ale unui gaz, ajung în atingere cu o suprafaţă având loc schimbul de căldură, deci în permanenţă trebuie conduse noi molecule pe suprafaţa de contact).

Convecţia este caracterizată prin patru invarianţi adimensionali şi anume:

1. -numărul lui Nusselt: $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$;

2. -numărul lui Prandtl: $Pr = 3600 \frac{\vartheta}{a} = 3600 \frac{g \cdot \eta \cdot c}{\lambda}$;

3. -numărul lui Reynolds: $Re = \frac{w \cdot d}{\vartheta} = \frac{W \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g}$;

4. -numărul lui Grashof: $Gr = \frac{d^3 g \cdot \beta \cdot \Delta t}{\vartheta^2}$

unde:

α - coeficient de transfer de căldură $(W/m^2 \cdot K)$;

d - dimensiune caracteristică (m) ;

$a = \lambda / c\gamma$ - difuzivitatea termică;

c - căldură specifică (J/Kg·K);

γ - greutate specifică (daN/m^3);

λ - conductivitate termică (W/m·K);

w - viteza (m/s) ;

η - vîscozitate dinamică $(N \cdot s/m^2)$;

ϑ - vîscozitate cinematică (m^2/s);

$g = 9,81\ (m/s^2)$;

β - coeficient de dilataţie termică, $\beta = \frac{1}{T}$ (pt.gaze) (1/K)

Δt - diferenţa de temperatură între gaz şi perete.

In cazul gazelor din interiorul cuptoarelor, ca şi pentru aer, valoarea lui Pr este de aproximativ 0,70.

Fluxul termic transmis prin convecţie este dat de relaţia:

$$Q_c = F \cdot \alpha \cdot (t_g - t) \qquad (W) \qquad (34)$$

unde: F - suprafaţa de transmisie (m^3);

t_g - temperatura gazului (^oK)

t - temperatura suprafeţei (^oK)

α - coeficient de transfer de căldură ($W/m^2 \cdot K$)

In cazul curgerii laminare în tuburi, după Nusselt: $\alpha = 5{,}99 \frac{\lambda}{d}$

(34*)

în care 5,99 reprezintă numărul lui Nusselt.

Valoarea medie a criteriului lui Nusselt, pentru o porţiune de conductă (x), socotită de la capătul de intrare este dată în tabelul Nr.17, funcţie de care se calculează valoarea lui (α).

Tabelul Nr.17

Numărul lui Nusselt mediu pentru porţiunea x (m) calculat de la intrarea în tub, în regim laminar

$\frac{x}{d \cdot Re}$	Nu	$\frac{x}{d \cdot Re}$	Nu	$\frac{x}{d \cdot Re}$	Nu
$0{,}375 \cdot 10^{-3}$	59,5	0,00512	14,1	0,020	7,9
$0{,}078 \cdot 10^{-3}$	47,7	0,0375	13,3	0,0225	7,7
$0{,}118 \cdot 10^{-3}$	41,9	0,0044	12,6	0,025	7,5
$0{,}157 \cdot 10^{-3}$	37	0,005	12,0	0,0275	7,35
$0{,}310 \cdot 10^{-3}$	30,1	0,0075	10,5	0,030	7,2
$0{,}48 \cdot 10^{-3}$	26,2	0,010	9,6	0,0325	7,1
$0{,}625 \cdot 10^{-3}$	23,4	0,0125	9,0	0,035	7,0
$1{,}25 \cdot 10^{-3}$	18,6	0,015	8,5	0,0375	6,9
$1{,}90 \cdot 10^{-3}$	16,1	0,0175	8,2	0,050	6,6
$2{,}50 \cdot 10^{-3}$	14,1			0,075	6,25
				0,10	6,1
				1000	5,15

Observaţie: Valorile numărului Nusselt sînt valabile pentru temperatura medie, iar nu pentru temperatura de amestec a gazului.

In cazul curgerii turbulente se aplică pentru determinarea turbulenţei, numărul lui Reynolds.

Scanned with OKEN Scanner

In marea majoritate a instalaţiilor şi agregatelor termice metalurgice, curgerea fluidelor este forţată (vehiculată, antrenată, exhaustată, etc.) şi schimburile brusce de direcţie măresc turbulenţa fluidului.

În cazul pereţilor verticali şi orizintali, în cazul convecţiei în curgere liberă se poate aplica, după Nusselt, relaţia:

$$\alpha_K = 2{,}56 \sqrt[4]{t_w - t_g} \qquad (W/m^2 \cdot K) \qquad (34'')$$

unde: t_w - temperatura peretelui (^oK);

t_g - temperatura gazului (^oC).

Observaţie: Relaţia este valabilă şi pentru cazul transferării de căldură de la perete la gaz.

În cazul convecţiei în jurul cutiilor sau muflelor din incinta cuptorului (pentru pereţi verticali tehnic rugoşi), pentru determinarea lui (α), se indică utilizarea relaţiei:

$$\alpha_K = 6{,}98 \sqrt[4]{\frac{t_w - t_g}{T_g \cdot h}} \qquad (W/m^2 \cdot K) \qquad (34''')$$

în care:

T_g - temperatura absolută (^oK)

t_w şi t_g (^oC).

Pentru creşterea transferului de căldură de la un perete vertical se prevăd "mantale convective", prin care aerul este obligat să circule cu viteze mari, ceea ce duce la creşterea randamentului prin efectul de coş creat de-a lungul peretelui vertical.

În cazul curgerii forţate pe lîngă pereţi sau plăci, viteza de circulaţie (W) este cunoscută şi este funcţie de α_K (după Jurges) astfel:

- pentru $W < 5$ m/s şi pereţi netezi:

$$\alpha_K = 5{,}58 + 3{,}95\ W \qquad (W/m^2 \cdot K) \qquad (35)$$

- pentru $W < 5$ m/s şi pereţi rugoşi:

$$\alpha_K = 6,16 + 4,19\ W \qquad (W/m^2 \cdot K) \qquad (35')$$

- pentru $W > 5$ m/s şi pereţi netezi:

$$\alpha_K = 7,12 \cdot W^{0,78} \qquad (36)$$

- pentru $W > 5$ m/s şi pereţi rugoşi:

$$\alpha_K = 7,52 \cdot W^{0,78} \qquad (36')$$

unde:

$$W = W_t \frac{293}{T_g} \qquad (m/s)$$

W_t - viteza gazului (m/s) la temperatura T_g

T_g - temperatura gazului în ^oK.

In cazul cuptoarelor industriale, datorită variaţiei vitezei de curgere a gazului în incintă se consideră:

$$\alpha_K = 23,26\ W/m^2 \cdot K$$

In cazul gazelor care circulă în regim turbulent prin tuburi şi canale (tuburi radiante, ţevi de recuperator, etc.) la o anumită temperatură (^oC) se consideră:

$$\alpha_K = (4,13 + 0,2325 \cdot \frac{t}{100} - 0,0077(\frac{t}{100})^2) \frac{W_o^{0,75}}{d^{0,25}} \qquad (W/m^2 \cdot K)$$

Aceste valori (α_K) se pot determina şi utilizînd tabelele Nr. 18, 19 şi 20 astfel: $\alpha_K = \alpha_{K_o} \cdot c_1 \cdot c_2$.

Tabel Nr.18

Valorile lui α_{K_o} în $W/m^2 \cdot K$, pentru ţevi la 0^oC

W_o în m/s la 0^oC şi 760 torr	Diametrul ţevii în mm					
	25	50	75	100	150	200
1	2	3	4	5	6	7
0,4	8,37	79,18	7,44	7,21	7,09	6,98
0,6	9,54	88,41	8,49	8,14	7,68	7,44
0,8	10,7	97,7	9,30	8,96	8,37	8,02
1,0	11,98	109,3	10,12	9,65	8,96	8,37
1,5	15,12	13,26	11,98	11,40	10,35	9,54

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.18

(Continuare)

1	2	3	4	5	6	7
2,0	18,38	15,58	14,07	13,26	11,86	10,93
2,5	21,98	18,38	16,51	15,35	13,96	12,79
3,0	25,24	20,93	18,96	17,68	15,93	14,65
4	30,94	26,05	23,49	21,86	19,77	18,41
5	36,52	30,70	27,80	25,82	23,26	21,40
6	41,98	35,47	31,98	29,89	26,98	24,66
8	52,10	43,73	39,54	36,63	33,15	30,59
10	61,64	51,35	46,64	43,61	39,43	36,05
15	83,50	70,13	62,80	59,31	53,03	48,85
20	102,34	87,23	77,92	73,27	69,29	60,48
23	122,12	103,51	83,04	87,23	77,92	70,96
30	139,56	117,46	105,83	98,86	89,55	81,99

Tabel Nr,19

Factorul de corecţie cu temperatura (c_1)

Fluidul	Temperatura, în °C						
	0	200	400	600	800	1000	1200
Aer	1,00	1,09	1,19	1,29	1,38	1,47	1,57
Gaze arse	1,00	1,13	1,25	1,37	1,49	1,61	1,72

Tabel Nr.20

Factorul de corecţie cu materialul conductei (c_2)

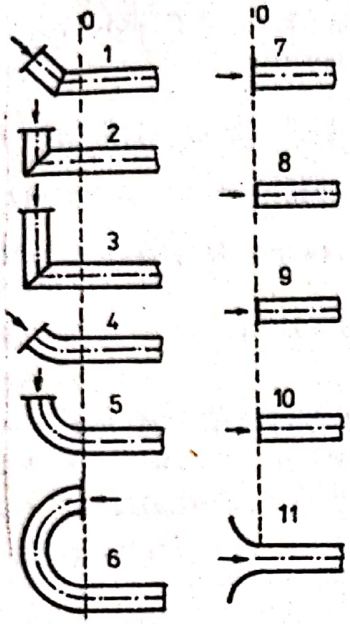
Lăţimea canalului, mm	25	50	75	100	150	200
Coeficient pentru corecţia valorilor din tab.Nr.18 şi 19	1,22	1,14	1,10	1,07	1,05	1,04

Pentru ţevi, în cazul cînd $l/d \geqslant 5$ se poate calcula funcţie de C_m şi C (fig.19) α_m şi α_{loc} astfel:

$$\alpha_m = \alpha_K \left(1 + C_m \frac{d}{l}\right) \qquad (W/m^2.°K)$$

$$\alpha_{loc} = \alpha_K \left(1 + C\frac{d}{l}\right) \qquad (W/m^2.°K)$$

Scanned with OKEN Scanner



Valorile lui C_m și C pentru diferitele forme de ajutaje de intrare

Forma gurii de intrare		Denumirea	C_m pt. l/d>5	C
Nr.	Grupa			
1	A	Unghi 45°	5	1,8
2		Unghi 90°	7	2
3		Unghi 90° lung.	3,2	1,3
4		Curba 45°	4,2	1,7
5		Curba 90°	3,2	1,3
6		Curba 180°	5,3	2,1
7	B	Intrare îngropată în perete	2,3	0,9
8		Intrare liberă	3	1,2
9		Membrana mare	7	2,8
10		Membrana mică	16	5,8
11	C	Intrare cu pîlnie	0,7	0,4

Fig.19

2.3.2. Transmisia căldurii prin radiație

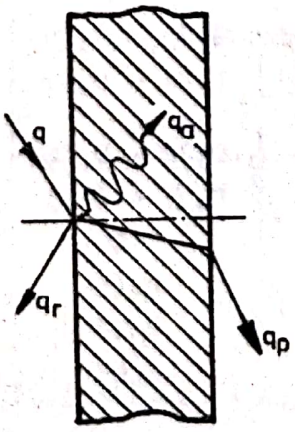
Prin radiație de căldură înțelegem o parte din energia electromagnetică emisă de un corp.

Radiația se propagă în linie dreaptă și dacă un corp este atins de radiație, atunci cantitatea de radiație absorbită se transformă în căldură provocînd creșterea temperaturii corpului.

Prin raport de absorbție (ε) se înțelege raportul dintre radiația absorbită (A_λ) și energia totală radiată spre corp ($A_{\lambda s}$)

$$\varepsilon = A_\lambda / A_{\lambda s}$$

Energia radiantă q (W) incidentă pe suprafața unui corp (fig. 20) este:



$$q = q_a + q_r + q_p \quad (W) \text{ unde:}$$

q_a - energia absorbită;

q_p - energia permeabilă;

q_r - energia reflectată;

Fig.20

De remarcat că suma capacităţii de absorbţie, reflexie şi de permeabilitate este egală cu unitatea.

Prin corp absolut negru se înţelege corpul (teoretic) care poate absorbi întreaga energia radiată (prezintă capacitate de absorbţie maximă) şi totodată poate emite întreaga cantitatea de energie absorbită.

Radiaţia corpurilor solide:

- Pentru corpul absolut negru se aplică relaţia lui Stefan-Boltzmann:

$$Q = C \left(\frac{T}{100} \right)^4 \qquad (W/m^2) \qquad (37)$$

unde: C - coeficient de radiaţie ,a corpului absolut negru

$(C = 5,77\ W/m^2.{}^oK^4)$

T - temperatura $({}^oK)$

- Pentru corpuri cenuşii (marea majoritate a materialelor utilizate în construcţia instalaţiilor termice, exceptînd materialele metalice lucioase) se poate utiliza relaţia (37) înlocuind pe C cu produsul $\varepsilon \cdot C$ conform tabelului Nr,22.

Tabel Nr.22

Valorile lui ε şi $\varepsilon \cdot C$

Material	Temperatura, °C	ε	$\varepsilon \cdot C$ W/m².°K⁴
1	2	3	4
Samotă şi silica,noi	600-1000	0,75 - 0,80	4,30,- 4,652
Samotă şi silică,folosite	600-1000	0,82 - 0,87	4,77 -5,00
Samotă şi silica cu strat de zgură lucios	600-1000	0,7 - 0,75	4,07 - 4,30
Oţel lucios şi curat	25- 250	0,04 - 0,07	0,23 - 0,41
Fier moale cu strat de oxizi gros şi tare	25-1100	0,78 - 0,90	4,54 - 5,00
Fontă fluidă	1300-1400	0,3 - 0,43	1,74 - 2,56
Fontă cu coajă de turnare	25	0,8	4,65
Fontă strunjită	900	0,65	3,72
Cupru topit	1200	0,14	0,81
Cupru luciu şi curat	25	0,03	0,17

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.22
(Continuare)

1	2	3	4
Cupru neted, puţin şlefuit	25	0,04	0,23
Alamă netedă	25-350	0,03 - 0,35	0,17 - 0,20
Alamă laminată	25	0,06	0,35
Aluminiu laminat	100-500	0,06 - 0,09	0,35 - 0,52
Aluminiu turnat în nisip	100-500	0,3	1,74
Aluminiu în cochilă	100-500	0,2	1,16
Tablă de aluminiu brută	26	0,07	0,41
Tablă de aluminiu polizată	26	0,053	0,30
Tablă de aluminiu polizată	230	0,039	0,22
Porţelan glazurat, sticlă de cuarţ,sticlă,azbociment	25	0,92 - 0,94	5,35 - 5,47
Lac de aluminiu	-	0,4	2,33
Lac negru,alb, dar lucios	-	0,9	5,18
Email topitura,alb	-	0,9	5,18
Cărbune	0-700	0,8	4,65
Nichel	18-30	0,06	0,35
Zinc	-	0,26	1,51

Observaţii:

a. - pentru două suprafeţe egale şi foarte mari, paralele, suprapuse, de coeficienţi de radiaţie C_1 şi C_2, coeficientul de radiaţie rezultat este:

$$C_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{5,77}}$$

b. - pentru cazul cînd corpul de suprafaţă F_1 şi coeficient C_1 este înconjurat complet de corpul de suprafaţă F_2 şi coeficient C_2, coeficientul de radiaţie rezultat este:

$$C_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{C_2} + \frac{1}{5,77}\right)}$$

Pentru $F_2 \gg F_1$, cazul cuptoarelor industriale $C_{1,2} \approx C_1$, iar fluxul de căldură este:

$$Q = F \cdot C_{1,2} \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \quad (W) \qquad (38)$$

unde $\left(\frac{T_1}{100}\right)^4$ şi $\left(\frac{T_2}{100}\right)^4$ sînt date în tabelul Nr.23.

Tabel Nr.23

Valoarea raportului $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ pentru diverse temperaturi în °C

t°C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t°C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t°C	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$
0	55	360	1610	840	15350
10	64	380	1820	860	16480
20	74	400	2055	880	17670
30	85	420	2300	900	18930
40	96	440	2588	920	20260
50	109	460	2890	940	21650
60	123	480	3215	960	23110
70	139	500	3570	980	24650
80	156	520	3960	1000	26260
90	174	540	4370	1050	30640
100	194	560	4810	1100	35540
110	215	580	5290	1150	41000
120	239	600	5810	1200	47080
140	292	620	6360	1250	53800
160	352	640	6950	1300	61220
180	422	660	7980	1350	69390
200	502	680	8250	1400	78340
220	592	700	8960	1450	88140
240	695	720	9720	1500	98820
260	809	740	10530	1550	110450
280	936	760	11390	1600	123070
300	1078	780	12290	1650	139610
320	1235	800	13260	1700	151540
340	1415	820	14280	1750	167500
				1800	184670

Densitatea fluxului de căldură pe care o primeşte prin radiaţie semifabricatul II (fig.21 a) în cazul cînd alcătuiesc două suprafeţe paralele este de:

$$q = K \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \quad (W/m^2) \qquad (39)$$

unde:K - coeficient de corecţie funcţie de l, b şi h. (fig.21 a şi tabelul Nr.24)

C_1- coeficient de emisivitate a suprafeţei F_1

C_2- coeficient de emisivitate a suprafeţei F_2.

Tabel Nr.24

Valorile lui K din formula (39) pentru suprafeţe paralele (boltă)

$B = \frac{b}{h}$	$L = \frac{l}{h}$					
	0,5	1	1,5	2	4	10
0,5	0,06	0,091	0,104	0,108	0,113	0,115
1,0	0,091	0,139	0,159	0,167	0,174	0,175
1,5	0,104	0,159	0,184	0,195	0,205	0,208
2,0	0,105	0,167	0,195	0,208	0,220	0,223
4,0	0,113	0,174	0,206	0,220	0,238	0,243
10,0	0,115	0,175	0,208	0,223	0,243	0,248

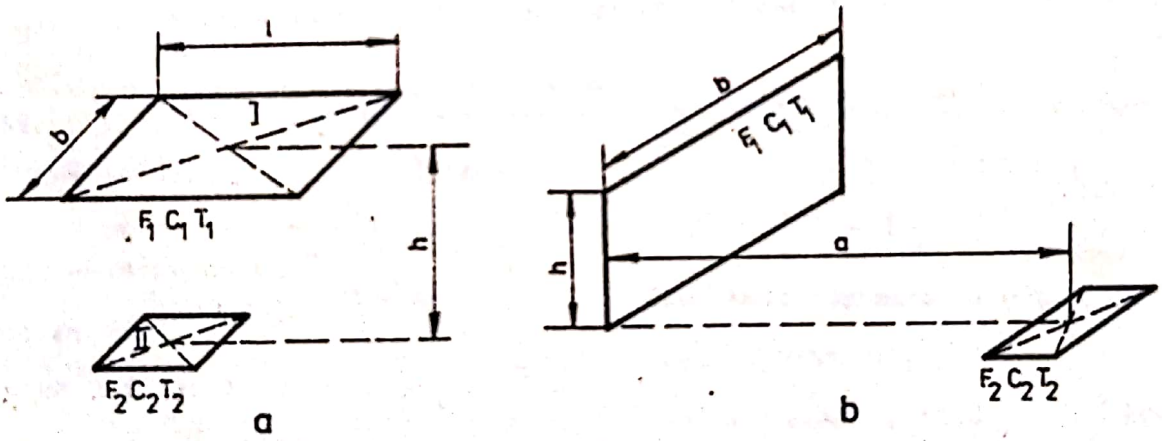


Fig.21

Densitatea fluxului de căldură primită prin radiaţie,de la pereţii verticali de către suprafeţele orizontale ale semifabricatului (fig.21 b) se calculează tot cu relaţia (39) în care K este dat de tabelul Nr.25.

De menţionat este faptul că acest flux este cu mult mai redus decît în primul caz.

Tabel Nr.25

Valorile lui K din relaţia (39) pentru suprafeţe perpendiculare (pereţi)

$H = \frac{h}{a}$	$B = \frac{b}{a}$							
	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	5
0,25	0,004	0,006	0,007	0,007	0,007	0,008	0,008	0,008
0,50	0,014	0,021	0,024	0,025	0,026	0,026	0,026	0,026
0,75	0,025	0,029	0,045	0,047	0,048	0,049	0,050	0,050
1,0	0,035	0,056	0,065	0,069	0,071	0,072	0,072	0,073
2,0	0,058	0,095	0,114	0,124	0,129	0,133	0,135	0,137
2,5	0,063	0,104	0,126	0,137	0,145	0,149	0,153	0,155
3,0	0,066	0,110	0,134	0,148	0,156	0,160	0,166	0,168
4,0	0,069	0,114	0,143	0,159	0,168	0,174	0,181	0,184
5,0	0,070	0,116	0,148	0,164	0,175	0,181	0,189	0,193

Pentru două corpuri aşezate arbitrar în spaţiu (fig.22) fluxul de căldură este dat tot de relaţia (39) în care K este dat de:

$$K = \int_{F_1} \int_{F_2} \frac{\cos\varphi_1 \cdot \cos\varphi_2}{r^2} dF_1 dF_2 \qquad (40)$$

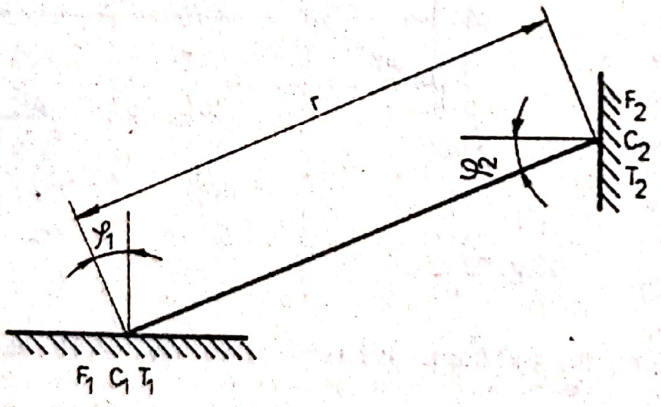


Fig.22

Prin integrarea relaţiei (40) se obţin valorile coeficientului de corecţie K.

Coeficientul de emisivitate, în acest caz, între cele două suprafeţe este $C_{1,2} = C_1 \cdot C_2$

Radiaţia gazelor

Radiaţia gazelor este importantă la temperaturi ridicate(1000°C) deoarece atunci transmisia prin convecţie este mult redusă faţă de transmisia prin radiaţie(radiaţii vizibile -flacără luminoasă- şi ra-

diaţii invizibile -radiaţii infraroşii-)

2.3.3. Transmisia căldurii prin conducţie

Conducţia termică reprezintă procesul de transfer al căldurii dintr-o regiune cu temperatura mai ridicată către o regiune cu temperatura mai coborîtă în interiorul unui mediu sau între medii diferite în contact fizic direct, sub influenţa unei diferenţe de temperatură, fără existenţa unei deplasări aparente a particolelor care alcătuiesc mediile respective.

Conform teoriei cinetice, temperatura unui corp este proporţională cu energia cinetică medie a particolelor constituente.

Transferul de căldură prin conducţie poate avea loc astfel:

- pentru corpuri solide prin difuzia electronilor liberi;
- pentru corpuri fluide (lichide şi gaze) prin ciocniri elastice între molecule şi atomi, poziţia reciprocă nefiind afectată.

De remarcat că singurul mecanism de transfer de căldură pentru corpurile opace este conducţia.

In cazul conducţiei putem distinge două tipuri:

- Temperatura fiecărui punct al unui corp parcurs de căldură rămîne constantă în timp, existînd un regim permanent;
- Temperatura fiecărui punct variază cu timpul, existînd un regim nestaţionar.

In primul caz cantitatea de flux termic transmic este de:

$$Q = F \cdot \frac{\lambda}{S} (t_1 - t_2) \qquad (W/h) \qquad (41)$$

în care:

F - suprafaţa de conducţie (m);

λ - conductivitatea termică (1,163 W/m.^{o}K) (tabelele Nr.26,27);

S - grosimea peretelui (m);

t_1, t_2 - temperaturile celor două suprafeţe exterioare.

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.26

Materialul	Densitatea Kg/m³	în W/m·°C la o temperatură, în °C, de:						
		0	200	400	600	800	1080	1200
Cărămizi şamotă	1850	0,872	0,965	1,047	1,140	1,233	1,326	1,419
Cărămizi silică	1850	0,872	1,023	1,175	1,337	1,477	1,651	1,826
Silimonit	2400	1,710	1,640	1,582	1,535	1,512	1,489	1,465
Refractare uşor	775	0,174	0,209	0,244	0,291	0,337	0,384	
Refractare uşor	1100	0,361	0,395	0,442	0,477	0,523	0,605	
Silimonit uşor	1100	0,233	0,256	0,279	0,302	0,349	0,419	
Izolant	450	0,087	0,109	0,130	0,150	0,172		
Izolant	700	0,154	0,167	0,181	0,199	0,216		
Izolant	900	0,174	0,188	0,200	0,214	0,228		
Vermiculit	600	0,151	-	0,181	0,198	0,224		
Aluminiu	2700	229,111	idem 0°	232,600	-	-		
Fontă	7600	50,009	46,520	40,705	34,890			
Oţel (1,3% C)	7850	45,357	45,357	38,379	34,890			
Cupru	8930	387,279	372,160	360,530	348,900			
Bronz	8500	111,648	133,745	145,375	151,190			
Porţelan	2290	1,163						
Cărămizi grafit						34,890		

Tabel Nr.27

Masă izolantă	Densitatea Kg/m³	în W/m·°C la o temperatură medie °C				
		0	100	200	300	400
Vermiculit	100	0,055				
Diatomită	200	0,052	0,064	0,076	0,087	0,099
Vată minerală	130	0,033	0,047	0,062	0,077	
Vată de sticlă	105	0,035	0,051	0,073	0,105	
Azbest	380	0,110	0,119			
Alfol cu strat de aer 10 mm	aproape 0	0,030	-	0,042	-	0,052
Alfol cu strat de aer 15 mm	aproape 0	0,037	-	0,058	-	0,074
Alfol cu strat de aer 20 mm	aproape 0	0,050	-	0,078	-	0,093
Alfol cu strat de aer 25 mm	aproape 0	0,063	-	0,093	-	0,112

Scanned with OKEN Scanner

2.4. Drumul parcurs de căldură prin cuptor şi utilizarea căldurii

2.4.1. Bilanţul termic al cuptoarelor cu combustie

Cunoaşterea cănsumului de căldură dintr-un agregat termic prezintă un indice de proiectare de o deosebită importanţă deoarece permite dimensionarea spaţiului de lucru, dimensionarea instalaţiilor de ardere şi de tiraj precum şi dimensionarea constructivă a recuperatoarelor de căldură. Totodată prin determinarea consumului de căldură se determină şi consumul de combustibil şi energie electrică a cuptoarelor.

Determinarea consumului de căldură se poate face prin metoda analitică a bilanţului termic sau prin intermediul consumurilor specifice realizate în cuptoarele industriale similare.

Bilanţul termic, formă particulară a bilanţului energetic, ne dă modul în care se împarte căldura de ardere a combustibililor în diverse scopuri.

Bilanţul termic se alcătuieşte pe baza primului principiu al termodinamicii (principiul conservării energiei):

$$Q_i = Q_c$$

în care:

Q_i - cantitatea totală de căldură introdusă în cuptor (KJ/h)

Q_c - cantitatea totală de căldură consumată în cuptor (KJ/h)

Cantitatea totală de căldură introdusă în cuptor (instalaţie), energia introdusă,este dată de căldura ce este cuprinsă în combustibilul utilizat şi care în timpul arderii se eliberează total (ardere completă) sau parţial (ardere incompletă).

Această energie introdusă în cuptor este purtată de gazele de ardere şi nu este cedată total în incinta de lucru (fig.23).

In cazul cuptoarelor industriale fără recuperatoare (fig.23) bilanţul termic are următoarea expresie de calcul:

Scanned with OKEN Scanner

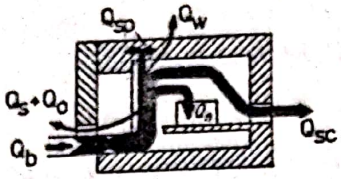
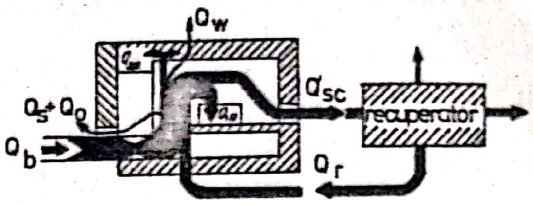


Fig.23



Fig,24

$$Q_b = Q_o + Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n + Q_{sc}$$ în care:

Q_b - cantitatea totală de căldură introdusă în cuptor eliberată de arderea combustibilului;

Q_o - cantitatea de căldură pierdută prin guri de vizitare, uşi, etc. (scăpări de flăcări);

Q_s - cantitatea de căldură pierdută prin uşi parţiel deschise sau prin orificiile de evacuare a gazelor arse;

Q_{sp}- cantitatea de căldură înmagazinată de pereţii cuptorului;

Q_w - cantitatea de căldură cedată de pereti mediului înconjurător;

Q_n - cantitatea de căldură utilă procesului înmagazinată în piesele supuse tratamentului termic;

Q_{sc}- cantitatea de căldură pierdută în gazele de evacuare (pierderile la coş).

In ecuaţia bilanţului termic mai pot apărea o serie de cantităţi de căldură consumate funcţie de necesităţile procesului tehnologic.

In cazul cuptoarelor industriale prevăzute cu instalaţii de recuperare a căldurii din gazele arse (fig.24) ecuaţia bilanţului termic are expresia:

$$Q_b + Q_r = Q_o + Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n + Q_{sc}$$ în care:

Q_r - cantitatea de căldură recuperată,din gazele arse,în recuperator şi reintrodusă în cuptor.

De remarcat că la cuptoarele industriale cu funcţionare continuă, bilanţul termic se întocmeşte orar, iar la cuptoarele periodice bilanţul termic se întocmeşte pe cicluri de funcţionare.

Pentru întocmirea bilanţurilor termice se consideră, în genere, ca temperatură de referinţă, temperatura $t_o = 0^oC$.

In cazul cuptoarelor industriale cu recuperatoare de căldură internă (fig.25) gazele de evacuare părăsesc parţial sau în întregime incinta cuptorului prin pori sau canale capilare din pereţi, nefiind coş de evacuare, la o temperatură mai joasă decît aceea a gazelor de evacuare prin coşul de evacuare.

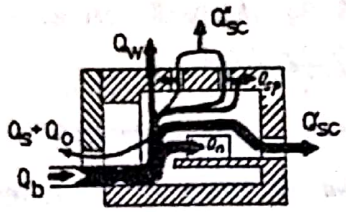


Fig.25

$$Q_b = Q_o + Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n + Q'_{sc} + Q''_{sc}$$

în care $Q_{sc} = Q'_{sc} + Q''_{sc}$

2.4.2. Randamentul arderii combustibililor

Pentru calcularea randamentului arderii se utilizează al doilea principiu al, termodinamicii (transferul de căldură nu poate avea loc decît de la un corp cu o temperatură mai ridicată spre unul cu temperatură mai joasă.

Randamentul arderii (η_{th}) este ridicat cînd temperatura gazelor ce se formează este ridicată şi cînd temperatura de evacuare a gazelor este scăzută.

Prin randamentul arderii determinăm partea din cantitatea de căldură introdusă în cuptor ce reprezintă cantitatea de căldură utilă.

- Pentru cazul cuptorului din fig.23; cuptorul obişnuit: (fig.26)

$$\eta_{th} = \frac{Q_b - Q_{sc} - Q_o}{Q_b} 100 \quad (\%)$$

- Pentru cazul cuptoarelor cu recuperator (fig.24):

$$\eta_{th} = \frac{Q_b + Q_r - Q_{sc} - Q_o}{Q_b} 100 \quad (\%)$$

- Pentru cazul cuptoarelor cu recuperare internă (fig.25)

$$\eta_{th} = \frac{Q_b - Q'_{sc} - Q''_{sc} - Q_o}{Q_b} 100 \quad (\%)$$

Pentru ușurarea calculelor randamentelor termice a arderii, cantitățile de căldură se înlocuiesc cu conținutul de căldură (entalpia) a $1 m^3_N$ gaze evacuate și se consideră cuptorul perfect etanș.

In acest caz (cuptorul din fig.23): $Q_b = i_1$, i_1 reprezentînd conținutul de căldură a $1 m^3_N$ gaze arse raportate la căldura de ardere a combustibilului, ,adică:

$$i_1 = \frac{H_i}{V_{rt}}$$

Relația randamentului devine:

$$\eta_{th} = \frac{i_1 - i_{sc}}{i_1} \cdot 100 \quad (\%)$$ în care:

i_1 - entalpia gazelor arse la intrarea în cuptor (KJ/m^3_N);

i_{sc} - entalpia gazelor arse evacuate la coș (KJ/m^3_N).

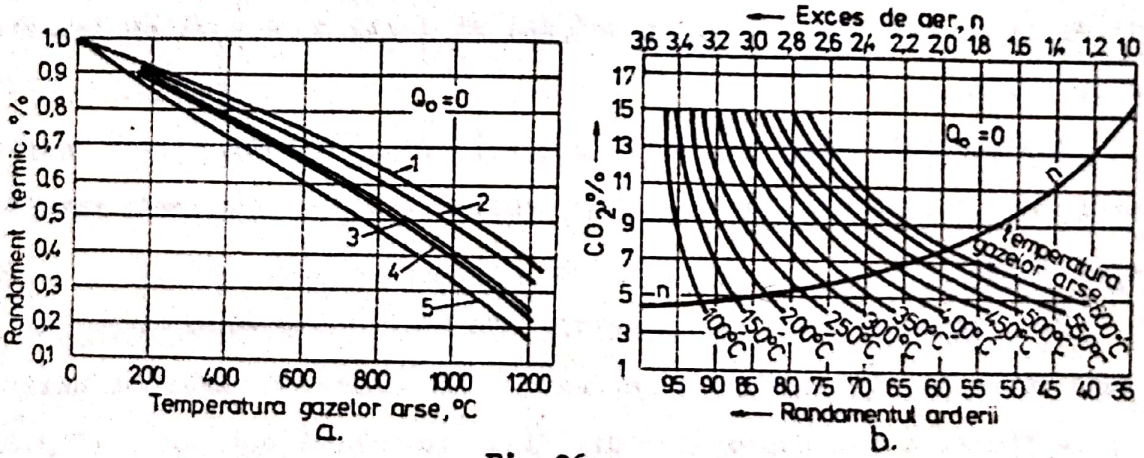


Fig.26

1 - gaz de furnal, gaz de oraș, gaz de generator cu n = 1,1; 2 - păcură cu n = 1,4; 3 - gaz de generator rece cu n = 1,2; 4 - lignit, n = 1,6; 5 - brichete din huilă.

In cazul cînd o parte (x) din totalul gazelor arse este evacuat prin neetanşeităţi sau guri de vizitare atunci:

$$Q_o = x \cdot i_o$$ în care:

i_o - conţinutul de căldură a 1 m^3_N gaz ars, la temperatura de ieşire prin orificii.

- Pentru cazul cuptorului obignuit:

$$\eta_{th} = \left[1 - \frac{(1-x)i_2}{i_1} - \frac{x \cdot i_o}{i_1}\right] \cdot 100 \qquad (\%)$$

în cazul cînd $i_2 = i_o$:

$$\eta_{th} = (1 - \frac{i_2}{i_1}) \cdot 100 \qquad (\%)$$

- Pentru cazul cuptorului cu recuperator:

$$\eta_{th} = \left[1 + \frac{i_r}{i_1} - \frac{(1-x)i_2}{i_1} - \frac{x \cdot i_o}{i_1}\right] \cdot 100 \qquad (\%)$$

pentru $i_2 = i_o$:

$$\eta_{th} = (1 + \frac{i_r}{i_1} - \frac{i_2}{i_1}) \cdot 100 \qquad (\%)$$

- Pentru cazul cuptoarelor cu recuperator intern:

$$\eta_{th} = \left[1 - \frac{(1 - x - y)i'_2}{i_1} - \frac{y \cdot i''_2}{i_1} - \frac{x \cdot i_o}{i_1}\right] \cdot 100 \qquad (\%)$$

pentru $i_2 = i_o$:

$$\eta_{th} = \left[1 - \frac{(1 - y) \cdot i'_2}{i_1} - \frac{y \cdot i''_2}{i_1}\right] \cdot 100 \qquad (\%)$$

pentru cazul cînd cuptorul nu este prevăzut cu coş de evacuare:

$$\eta_{th} = \left[1 - \frac{(1 - x) \cdot i''_2}{i_1} - \frac{x \cdot i_o}{i_1}\right] \cdot 100 \qquad (\%)$$

pentru cazul cînd cuptorul nu este prevăzut cu coş de evacuare şi $Q_o = 0$ $(i''_2 = i_o)$

Scanned with OKEN Scanner

$$\eta_{th} = (1 - \frac{i_2''}{i_1})100 \qquad (\%)$$

2.4.3. Randamentul cuptorului

Prin randament al cuptorului (η_o) se defineşte raportul dintre cantitatea de căldură, din căldura totală, cedată în interiorul cuptorului care este preluată de piesele supuse procesului de încălzire şi cantitatea totală de căldură.

Căldura totală cedată de gaze în momentul intrării în cuptor pînă la ieşirea din acesta este dată de relaţia:

$$Q_{tg} = B \cdot V_r (i_1 - i_2) \qquad (KJ)$$ în care:

B - cantitatea de combustibil consumată, în (Kg, m_N^3).

Căldura utilă necesară pentru încălzirea unei cantităţi (G) în Kg de piese este:

$$Q_u = G \cdot q = m \cdot C_{pm} \cdot (t_2 - t_1) \qquad (KJ)$$ în care:

q - cantitatea de căldură (KJ/Kg)

C_{pm} - căldura specifică medie.

Randamentul cuptorului (randamentul de utilizare al căldurii) este dat de relaţia:

$$\eta_o = \frac{G \cdot q}{B \cdot V_r (i_1 - i_2)} \cdot 100 = \frac{G \cdot C_{pm} (t_2 - t_1)}{B \cdot V_r (i_1 - i_2)} \cdot 100 \qquad (\%)$$ în care:

t_1 - temperatura iniţială a pieselor (^oC);

t_2 - temperatura finală a pieselor (^oC);

i_1 - conţinutul de căldura al unui m_N^3 de gaze, imediat după ardere;

i_2 - continutul de căldură al unui m_N^3 de gaze la ieşirea din cuptor.

- In cazul cuptoarelor cu recuperatoare randamentul este:

$$\eta_o = \frac{G \cdot q}{B \cdot V_r (i_1 + i_r + i_2)} \cdot 100 \qquad (\%)$$

Scanned with OKEN Scanner

- In cazul cuptoarelor cu recuperare internă randamentul este:

$$\eta_o = \frac{G \cdot q}{B \cdot V_r (i_1 - i_2'')} \cdot 100 \qquad (\%)$$

Pentru ușurarea calculelor de randament al cuptoarelor industriale se utilizează tabelele 28,29,30 și 31.

Tabel Nr.28

Procesul tehnologic	Temperatura necesară, în °C
Forjare Otel	1050 - 1250
Călire oţel rapid	1100 - 1300
Călire oţel carbon	780 - 750
Revenire oţel rapid	550 - 600
Revenire oţel carbon	200 - 300
Cementare	850 - 900
Turnare cupru	1150 - 1200
Turnare bronz	1000 - 1150
Recoacere moale bronz	550 - 580
Topire zinc	420
Topire staniu	235
Turnare aluminiu	770 - 780
Imbogăţire aluminiu	500 - 530
Imbătrînire aluminiu	130 - 180
Emailare tablă oţel	850 - 950
Copt pîine	240 - 270
Uscare minereuri fontă cenusie	150 - 250
Ardere porţelan	1400 - 1450
Uscare lacuri	70 - 200
Zincare	260 - 300
Cositorire	430 - 470

Tabel Nr.29

Material	Densitatea, Kg/l	Punct de topire, °C	Căldură de topire, KJ/Kg	Căldura specif.medie, KJ/Kg°C		
				20°C	100°C	500°C
1	2	3	4	5	6	7
Aluminiu	2,7	658	355,81	0,887	0,908	0,988
Plumb	11,4	328	23,86	0,126	0,130	-
Sticlă	3,0	1200	-	0,712	0,753	0,963
Lemn	0,55	-	-	-	2,721	-

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.29

(Continuare)

1	2	3	4	5	6	7
Cupru	8,9	1083	209,30	0,381	0,385	0,410
Bronz	8,5	900	180	0,377	0,879	1,088
Porţelan	2,3	1550	-	0,795	0,879	1,088
Oţel (moale)	7,86	1530	272,09	0,460	0,465	0,553
Oţel (17% C)	7,85	1500	251,16	0,473	0,494	0,586
Fontă	7,60	1200	-	0,502	0,544	0,586
Zinc	7,28	232	58,60	0,226	0,230	"
Staniu	7,13	420	112,18	0,381	0,389	0,419

Tabel Nr.30

Temperatura în ^{o}C	Cantitate de căldură, în KJ/Kg				
	oţel	aluminiu	bronz	zinc	staniu
0	0	0	0	0	0
100	47,720	89,999	36,837	23,442	39,348
200	97,952	185,021	75,348	48,558	80,371
300	151,533	285,067	115,952	133,115	123,068
400	208,881	391,810	158,649		167,440
500	271,253	502,320	203,440		
600	340,740	619,528	251,160		
700	422,112	1117,662	306,834		
800	571,389	1222,312	362,926		
900	641,714		418,600		
1000	712,457		621,621		
1100	783,619		657,202		
1200	856,456				

Observaţie: Valorile de sub linie corespund metalelor în faza lichidă

Tabel Nr.31

$\frac{d\varepsilon_o}{S^2}$ \ $\frac{x}{S}$	0	2/8	3/8	4/8	5/8	6/8	1
∞	1	1	1	1	1	1	1
10	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,99	1
5	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,92	1
2	0,60	0,60	0,61	0,64	0,69	0,75	1

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.31
(Continuare)

$\frac{d\tau_o}{S^2}$ \ $\frac{x}{S}$	0	2/8	3/8	4/8	5/8	6/8	1
1	0,36	0,38	0,38	0,43	0,51	0,63	1
0,5	0,17	0,19	0,21	0,27	0,37	0,51	1
0,2	0,04	0,08	0,08	0,1	0,22	0,37	1
0,1	0	0,01	0,03	0,06	0,12	0,25	1
0,05	0	0	0,01	0,02	0,05	0,14	1
0	0	0	0	0	0	0	-

2.4.4. Randamentul global al cuptorului

Prin randament global se înţelege produsul dintre randamentul arderii şi randamentul cuptorului:

$$\eta_g = \eta_{th} \cdot \eta_o$$

sau $$\eta_g = \frac{G \cdot q}{B \cdot V_r \cdot i_1} \cdot 100 = \frac{Gq}{B \cdot H_i} \cdot 100 = \frac{m \cdot C_{pm}(t_2 - t_1)}{B \cdot H_i} \cdot 100 \quad (\%)$$

2.4.5. Cantitatea de combustibil consumată

Această cantitate (B) se determină prin intermediul relaţiei randamentului global:

$$B = \frac{Gq}{\eta_g \cdot H_i} = \frac{m \cdot C_{pm}(t_2 - t_1)}{\eta_g \cdot H_i} \qquad (Kg/m_N^3)$$

Pentru calculul consumului de combustibil dintr-un cuptor industrial se întîlnesc două etape, şi anume:

a. Perioada de încălzire a cuptorului gol

$$Q_b = B_a \cdot H_i$$

Dacă în această perioadă cuptorul este etanş, rezultă că:

$$Q_o = 0 \qquad Q_s = 0$$

b. Perioada de regim (de menţinere a temperaturii constante) a cuptorului

In acest caz putem considera în relaţia bilanţului termic:

$Q_n = 0$ $\qquad$ $Q_{sp} = 0$ $\qquad$ $Q_o = 0$

Consumul de combustibil va fi dat de relaţia:

$$B = \frac{Q_w}{\eta_{th} \cdot H_i} \qquad (Kg/h;\ m_N^3/h)$$

2.4.6. Recuperarea căldurii prin preîncălzire

Pentru a determina avantajele preîncălzirii combustibililor se porneşte de la relaţia randamentului arderii în cazul cuptoarelor cu recuperator şi fără recuperator:

$$\eta_{th} = \left(1 + \frac{i_r}{i_1} - \frac{i_2}{i_1}\right) \cdot 100 \qquad (\%)$$

$$\eta_{th} = \left(1 - \frac{i_2}{i}\right) \cdot 100 \qquad (\%)$$

Mărimea randamentului arderii în cazul utilizării recuperatoarelor este dată de raportul i_r/i_1.

Cunoaştem că pentru preîncălzirea aerului la t_1 (^oC) avem relaţia:

$$i_r \cdot H_i = i_1 \cdot nV_{at} \cdot t_1 \cdot C_{pm}$$

$$\frac{i_r}{i_1} = \frac{nV_{at} \cdot t_1 \cdot C_{pm}}{H_i}$$

în care: C_{pm} - căldura specifică medie la t_1 (^oC) - tabelul Nr.11.

In cazul preîncălzirii gazului la t_g (^oC):

$$\frac{i_r}{i_1} = \frac{t_g \cdot C_{pm}}{H_i}$$

In tabelul Nr.32 se dau valorile orientative de calcul a raportului i_r/i_1, valori care se pot utiliza şi pentru un exces de aer dat (n) prin înmulţirea valorilor din tabel cu "n"

Tabel Nr.32

Preîncălzire la: °C	Preîncălzire aer: $\frac{i_r}{i_l}$ la n = 1				Preîncălzire gaz de ardere: i_l/i_l	
	Cărbune	Gaz de cocs	Gaz de generator	Gaz de furnal	Gaz de generator	Gaz de furnal
300	0,068	0,064	0,052	0,050	0,047	0,065
400	0,139	0,130	0,106	0,101	0,097	0,132
600	0,211	0,198	0,161	0,154	0,148	0,203
800	0,288	0,271	0,220	0,211	0,203	0,277

Rentabilitatea utilizării preîncălzirii combustibililor se determină prin calcularea economicității combustibililor la cuptorul cu recuperator față de cuptorul fără recuperator:

$$Q_b + Q_r = Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n + Q_{sc}$$

Dacă $Q_o = 0$ atunci consumul de combustibil pe oră va fi:

$$B = \frac{Q_b}{H_i} \qquad (Kg/h;\ m_N^3/h)$$

Deci:

$$Q_b + Q_r - Q_{sc} = B(H_i + h_w - h_{sc}) = Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n$$

în care:

$$B = \frac{Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n}{H_i + h_w - h_{sc}}$$

Pentru cuptor fără recuperator:

$$B' = \frac{Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n}{H_i - h_{sc}}$$

Economia realizată prin preîncălzire:

$$\Delta B = B' - B = B'\left(1 - \frac{H_i - h_{sc}}{H_i - h_{sc} + h_w}\right) \qquad (Kg;\ m_N^3)$$

Orientativ în fig.27, 28, 29, 30 și 31 se dau direct economiile de combustibil rezultate prin preîncălzire pentru: gaz de oraș, gaz

de generetor', gaz de furnal, petrol si cărbune.

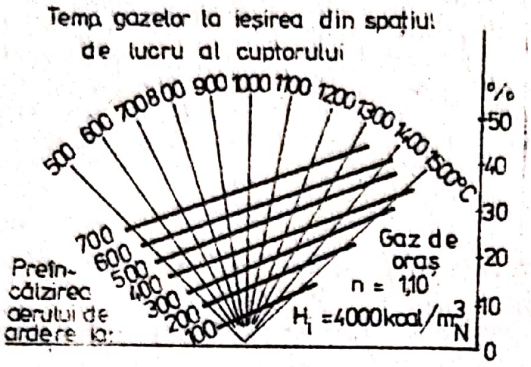


Fig.27

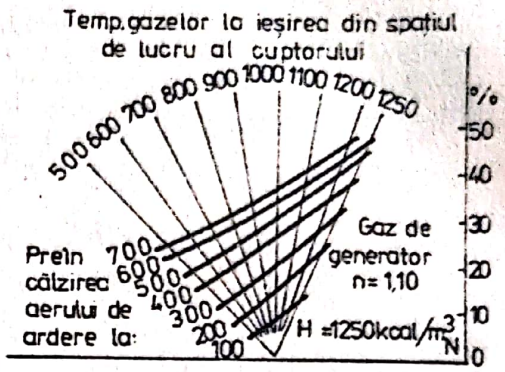


Fig.28

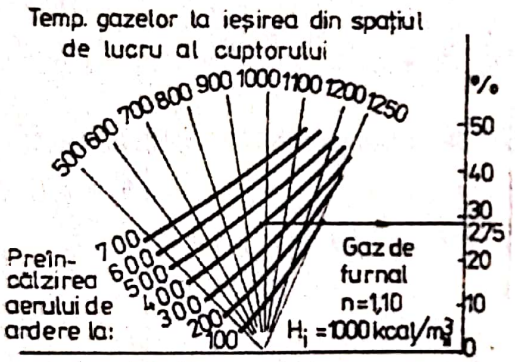


Fig.29

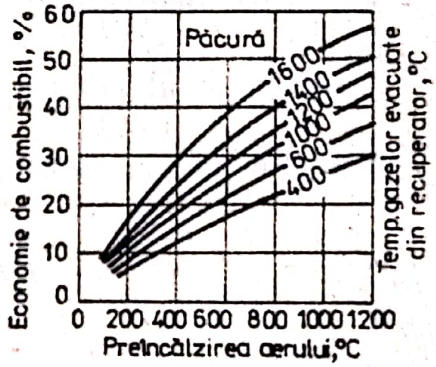


Fig.30

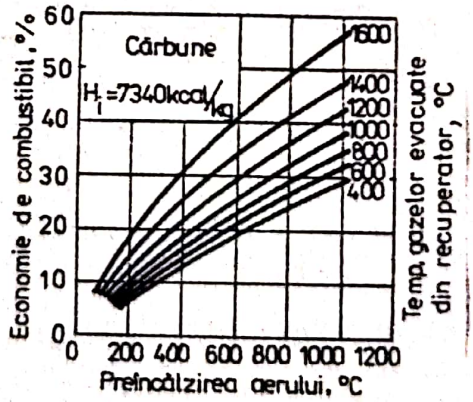


Fig.31

Scanned with OKEN Scanner

2.5. Transferul complex de căldură în cuptoarele industriale

In marea majoritate a agregatelor termice industriale, transmiterea căldurii se realizează, într-o măsură mai mare sau mai mică, prin toate mecanismele fundamentale -conducţie, convecţie, radiaţie-.

Acest schimb complex de căldură se ia în consideraţie prin aşa-numitul coeficient complex de transmitere a căldurii.

Totodată în cazul încălzirii inductive şi dielectrice, căldura necesară procesului ia naştere direct în piesă şi deci nu se poate considera că are loc un proces de transfer de căldură în adevăratul sens al cuvîntului.

Transferul prin conducţie

Conducţia propriuzisă are loc în cazul cînd piesele sînt aşezate în incintă pe o vatră sau atunci cînd se încălzeşte o topitură într-un creuzet.

Transferul prin convecţie reprezintă procesul termic de bază în orice cuptor deoarece produsul de încălzit este întotdeauna înconjurat de un mediu gazos cu excepţia cuptoarelor cu vid.

In cazul cînd mediul gazos este relativ staţionar (mufle, cuptoare cu raze infraroşii, cuptoare electrice, cuptoare cu tuburi radiante fără ventilatoare pentru recirculare) procesul de transfer termic se face prin convecţie cu circulaţie naturală.

In cazul cuptoarelor industriale încălzite cu combustibili în care gazele arse reprezintă purtătorul căldurii, acestea sînt într-o continuă mişcare pe lîngă produsele de încălzit şi transferul de căldură are loc prin convecţie cu circulaţie forţată.

Transferul de căldură prin radiaţie se poate considera preponderent în cazul cuptoarelor electrice cu rezistori, cuptoarelor de combustie cu tuburi radiante şi cuptoare tip muflă.

In spaţiul util al cuptoarelor cu combustie, cuptoare în care piesele sînt încălzite direct de gaze, transferul de căldură are loc

prin conducţie în interiorul vetrei, prin convecţie a gazelor de ardere, prin radiaţie de suprafaţă a pereţilor înconjurători şi prin radiaţie de la gaze.

In cazul cuptoarelor încălzite direct prin intermediul gazelor de ardere, pînă la temperatura de regim de maxim 800°C, transmisia prin radiaţie este redusă (suprafeţele din,pereţii înconjurători care transferă căldură prin radiaţie spre piesă se definesc ca suprafeţe indirecte.

2.5.1.Cazul general al încălzirii directe

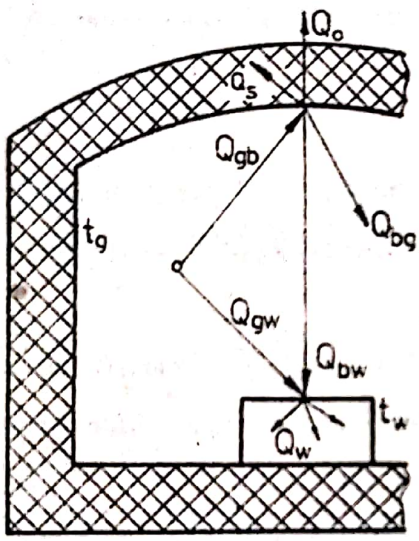


Fig.32

In fig.32 se dă schema generală a unei piese încălzite într-un cuptor industrial.

Transferul de căldură se realizează ţinînd cont de următoarele valori:

t_g - temperatura gazului;

t_b - temperatura peretilor spre incintă;

t_w - temperatura piesei;

Q_{gw} - cantitatea de căldură cedată prin radiaţie şi convecţie piesei de gazele arse;

Q_{gb} - cantitatea de căldură transmisă prin radiaţie şi convecţie pereţilor interiori;

Q_{bg} - cantitatea de căldură cedată de pereţi gazelor de ardere;

$Q_{bw} = Q_{gb} - Q_{bg}$ - cantitatea de căldura radiată de pereţi spre piesă;

Q_s, Q_o - cantitatea de căldură pierdută prin pereţi.

Intr-un proces termic industrial o piesă primeşte, în unitatea de timp, o cantitate de căldură de la pereţi şi gaze astfel:

$$Q_n = Q_{gw} + Q_{bw} \qquad (42)$$

Cantitatea de căldură necesară, dată de relaţia (42) reprezintă un principal indice de proiectare a cuptoarelor industriale, deoarece în funcţie de Q_n se determină şi timpul necesar de egalizare a temperaturii în masa piesei.

Pentru determinarea lui Q_n se utilizează schema de transfer termic din fig.32 folosind şi notaţiile:

S_b - suprafaţa pereţilor la interior;

S_w - suprafaţa liberă exterioară a piesei;

α_b - coeficient de transmisie al căldurii prin convecţie spre pereţi;

α_1 - coeficient de transmisie al căldurii spre piesă;

α_{gb} - coeficient de transmisie a căldurii prin radiaţie a gazelor de ardere spre perete;

α_{bw} - coeficient de transmisie a căldurii prin radiaţie a pereţilor spre piesă;

α_{gw} - coeficient de transmisie a căldurii prin radiaţie a gazelor de ardere spre piesă;

ε_b - raport de emisie a suprafeţei pereţilor;

ε_w - raport de emisie a piesei.

Cantitatea de căldură primită de pereţi prin convecţie şi radiaţie de la gazele de ardere este:

$$Q_{gb} = S_b \cdot \alpha_b (t_g - t_b) + S_b \cdot \alpha_{gb} \cdot \varepsilon_b (t_g - t_b) \qquad (43)$$

In cazul unui regim termic stabilizat, pierderile de căldură prin pereţi ($Q_{sp} + Q_w$) sînt următoarele:

$$Q_{sp} = 0$$

$$Q_w = S_b \cdot q_b$$

unde: q_b - pierderi de căldură pe unitatea de suprafaţă.

Se cunoaşte că:

$$Q_{gb} = S_b \cdot q_b + Q_{bg} + Q_{bw} \qquad \text{(fig.32)}$$

$$Q_{bg} = S_w \cdot \varepsilon_b \cdot \alpha_{gbw} \cdot (t_b - t_w)$$

unde: α_{gbw} - coeficient de transmisie a căldurii prin radiaţie a gazelor de la temperatura peretelui la temperatura piesei;

Cantitatea de căldură rezultată din radiaţia pereţilor spre piesă, fără a se ţine seama de cantitatea de căldură absorbită de gaze este:

$$Q'_{bw} = S_w \cdot \varepsilon_{bw} \cdot \alpha_{bw} \cdot (t_b - t_w)$$

unde:

$$\varepsilon_{bw} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_w} + \frac{S_w}{S_b}\left(\frac{1}{\varepsilon_b} - 1\right)}$$

Valoarea lui ε_{bw} este calculată considerînd suprafaţa S_w înconjurată complet de S_b.

$$(C_1 = \varepsilon_w \cdot C;\ C_2 = \varepsilon_b \cdot C)$$

Cantitatea de căldură reală radiată de pereţi piesei, ţinînd cont de căldura absorbită de gaze este dată de relaţia;

$$Q_{bw} = S_w \left(\varepsilon_{bw} \cdot \alpha_{bw} - \varepsilon_b \cdot \alpha_{gbw} \right)(t_b - t_w) \qquad (44)$$

Cantitatea de căldură primită prin radiaţie şi prin convecţie direct de la gaze, este:

$$Q_{gw} = S_w \cdot \alpha_{gw} \cdot \varepsilon_w (t_g - t_w) + S_w \cdot \alpha_1 (t_g - t_w) \qquad (45)$$

Relaţia (42) în funcţie de relaţiile (44) şi (45) devine:

$$Q_n = S_w \left(\varepsilon_{bw} \cdot \alpha_{bw} - \varepsilon_b \cdot \alpha_{gbw} \right)(t_b - t_w) + S_w \left(\alpha_{gw} + \alpha_1 \right)(t_g - t_w) \qquad (46)$$

în care putem considera că:

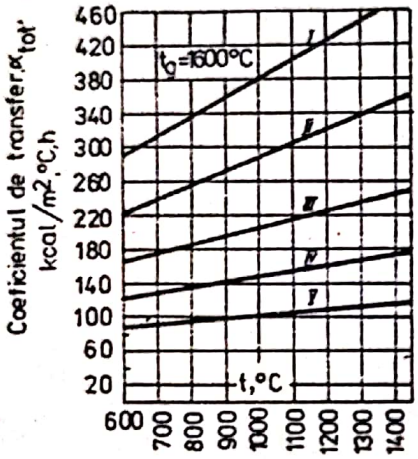
$\alpha_1 = \alpha_b \quad (15 - 29)\ W/m^2 \cdot {}^oC$

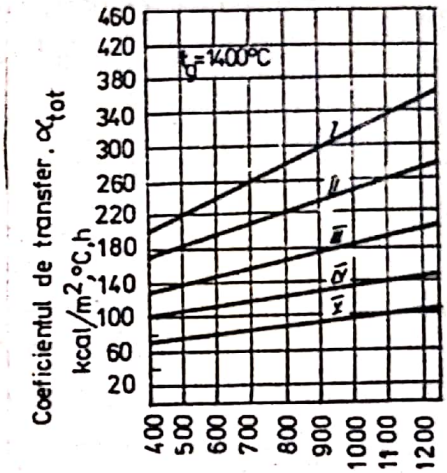
$\varepsilon_1 \approx 0{,}83$

$\varepsilon_w \approx \varepsilon_1$

$t_g \approx t_w + 100 - 300$

In funcţie de valorile lui ε_{bw} şi Q_n se poate calcula - α_{tot}- coeficientul total de transmisie a căldurii într-un agregat termic (căldura transmisă pentru a ridica temperatura cu 1^oC la 1 m^2 de piesă) (fig.33 - 39).



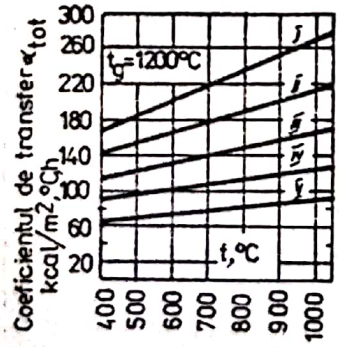


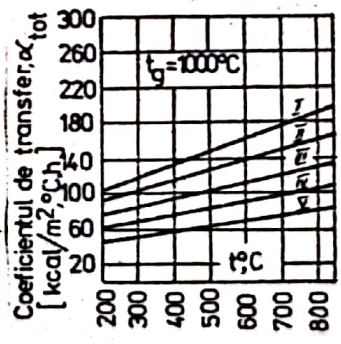
Coeficientul de transfer al căldurii α_{tot} pentru gazul de cocserie

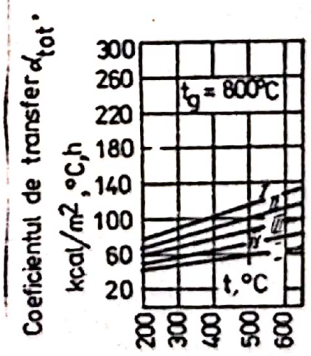
Fig.33 Fig.34

Fig.33 I: S = 150,K=0,3;
II: S = 150,K=0,7 sau S=80 K=0,3;
III: S=80,K=0,7 sau S=40,K=0,3;
IV: S=40,K=0,7 sau S=20,K=0,3;
V: S=20,K=0,7;

Fig.34 I:S=150,K=0,3;
II:S=150,K=0,7 sau S=80,K=0,3;
III:S=80,K=0,7 sau S=40,K=0,3;
IV:S=40,K=0,7 sau S=20,K=0,3;
V:S=20,K=0,7;







Coeficientul de transfer al căldurii α_{tot} pentru gazul de cocserie

Fig.35 Fig.36 Fig.37

Fig.35,36,37 I: S=150,K=0,3;
II: S=150,K=0,7 sau S=80,K=0,3;
III: S=80,K=0,7 sau S=40,K=0,3;
IV: S=40,K=0,7 sau S=20,K=0,3;
V: S=20,K=0,7.

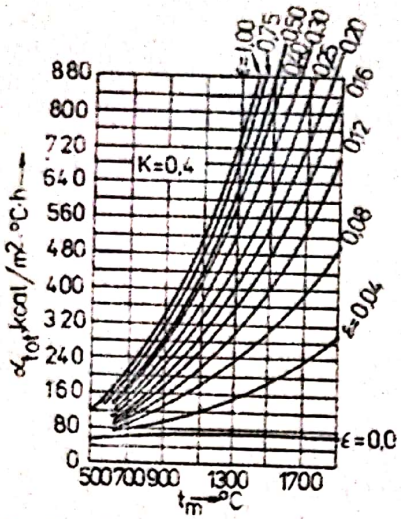


Fig.38 Coeficient de transfer al căldurii α_{tot} în spaţiul cuptorului pentru K=0,4 raportat la temperatura t_g a gazului şi t_w a piesei

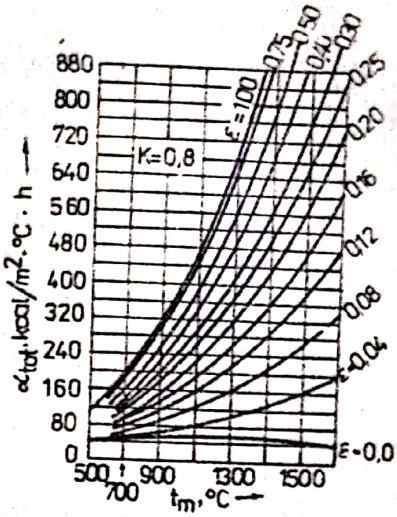


Fig.39 Coeficient de transfer al căldurii α_{tot} în spaţiul cuptorului pentru K=0,8 raportat la temperatura t_g a gazului şi t_w-piesă

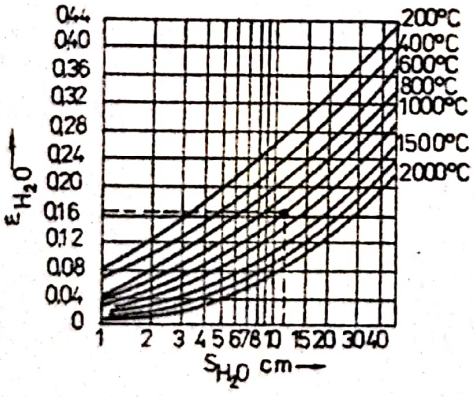
Valorile date în fig.33 - 37 sînt reale pentru:

$\alpha_1 = \alpha_b = 15,\ W/m^2.°C$;

$\varepsilon_b = \varepsilon_w = 0,85$;

$K = \frac{S_w}{S_b}$.

Emisivitatea (ε) a gazelor de ardere este dată în fig. 40 - 43:



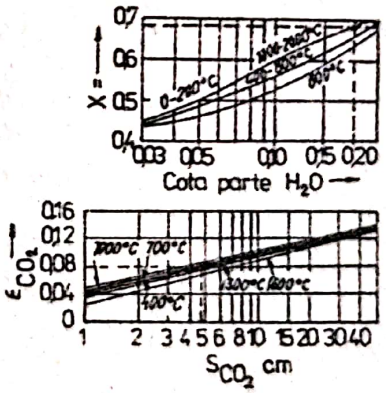


Fig.40 Emisivitatea gazelor arse

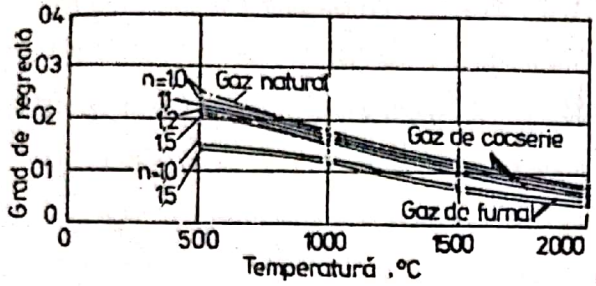


Fig.41 Emisivitatea radiaţiei gazelor, S = 0,5 m.

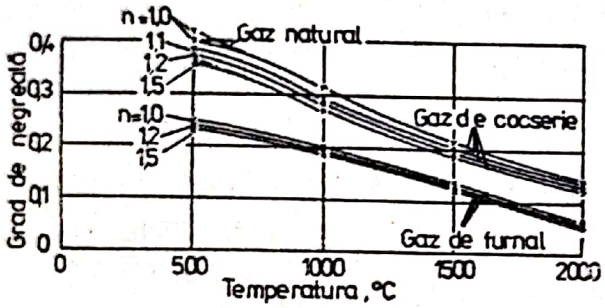
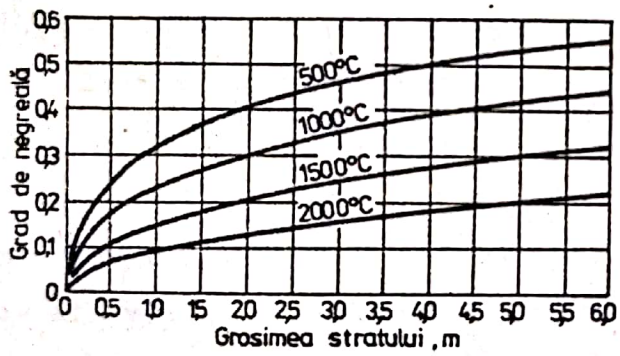


Fig.42 Emisivitatea radiaţiei gazelor, S = 2,0 m.



Fig,43 Emisivitatea radiaţiei gazoase la arderea gazului de cocs şi cu coeficient de exces de aer, n = 1,1.

Exemple de calcul:

1. Se dau: t_g=1000°C; t_w=800°C; K = 0,3; S = 80 cm. Din fig.36 se găseşte: α_{tot} = 162 Kcal/m^2·h·°C (188,3 W/m^2·°C). O altă metodă pentru a-l determina pe α_{tot} a fost dată de Schwiedessen. In această metodă se consideră o temperatură medie t_m, adică media între temperatura gazelor de ardere şi aceea a piesei, t_w. Se foloseşte fig.38 pentru K = S_w /S_b = 0,4 şi fig.39 pentru K = 0,8.

Este necesar să se cunoască emisivitatea (ε) a gazelor de ardere respective. Aceasta se poate extrage din fig.40. Coeficientul ε se mai numeşte şi grad de negreală.

2. Se dă temperatura gazelor de ardere de 1000°C şi grosimea stratului lor S = 60 cm, iar gazele conţin 8 % CO_2 şi 20 % H_2O.

$p \cdot s_{CO_2} = 60 \cdot 0,08 = 4,8$ [cm·at] şi pentru aceasta se obţine (din fig.40, dreapta) la 1000°C că $\varepsilon_{CO_2} = 0,08$

$p \cdot s_{H_2O} = 60 \cdot 0,20 = 12$ [cm·at] pentru care la 1000°C se obţine $\varepsilon_{H_2O} = 0,165$ (din fig.40, stînga).

Din fig.40 se ia factorul de corecţie: $X = 0,68$.

Atunci coeficientul de emisie total al gazelor respective este:

$$\varepsilon_t = 0,68 \cdot \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} = 0,192$$

Dacă între suprafaţa piesei şi suprafaţa interioară a cuptorului avem $K = S_w / S_b = 0,4$ şi dacă temperatura medie între piesă şi gaze este de $t_m = 900°C$, se obţine, din fig.38:

$$\alpha_{tot} = 180 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot {}^\circ\text{C} \quad (209 \text{ W/m}^2 \cdot {}^\circ\text{C}).$$

De remarcat că raportul ($K = S_w/S_b$) dintre suprafaţa radiantă a pereţilor şi a piesei este de o deosebită importanţă pentru calculul coeficientului global de transfer al căldurii spre piesă. La valori mici ale lui K, $t_b \approx t_w$, iar α_{tot} creşte ca valoare. Această situaţie este dezavantajoasă deoarece se utilizează un cuptor foarte mare pentru piese mici, crescînd pierderile de căldură şi căldura înmagazinată. De remarcat că pentru valori termice sub 800°C se recomandă valori mari pentru (K) deoarece în acest caz ponderea transferului prin convecţie este mărită şi viteza gazului este mare. Totodată, şi la temperaturi superioare lui 800°C, se poate mări ponderea transferului prin convecţie, prin folosirea de arzătoare din care gazele ies cu viteză mare (100 - 200 m/s). In acest caz circa 48% din căldura utilă va fi

transmisă prin convecţie, 44% prin radiaţie de la pereţi şi 8% prin radiaţia gazelor (fig.44): $\alpha_{tot} = \alpha_k + \alpha_b$;

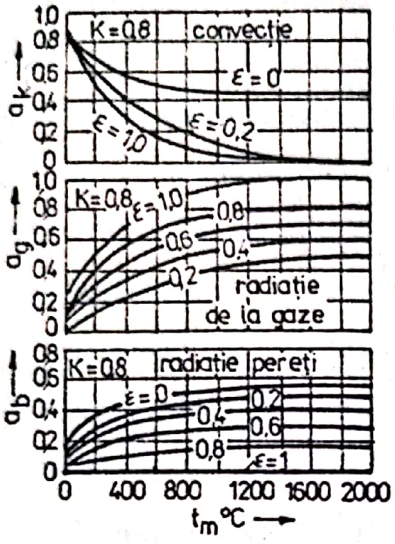


Fig.44

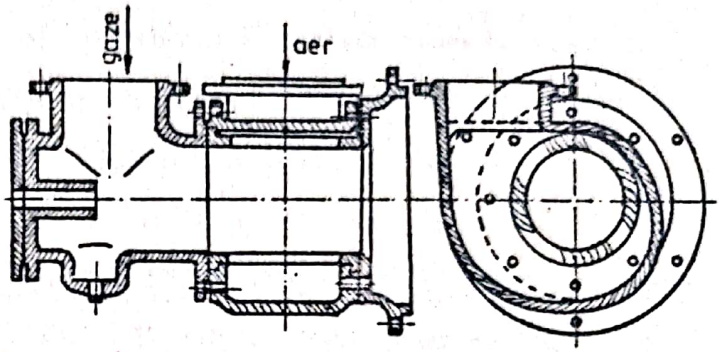


Fig.45

De remarcat că în cazul cuptoarelor cu propulsie, cuptoare cu largă utilizare în industria metalurgică, gazele de ardere şi piesele supuse procesului termic au sensuri inverse de mişcare (fig.45).

Repartiţia temperaturilor în cuptoarele cu propulsie este dată în fig.46 funcţie de lungimea cuptorului. Datorită transferului termic cuptorul trebuie să fie înalt în zona de intrare a gazelor şi apoi poate fi micşorat pentru a mări viteza gazelor evacuate pentru a se mări transferul de căldură prin convecţie. Pentru ca toate straturile de gaze să fie în mişcare, se utilizează metaoda tur bionării gazelor printr-o amplasare corespunzătoare (sub un anumit unghi) a diverselor tipuri de arzătoare.

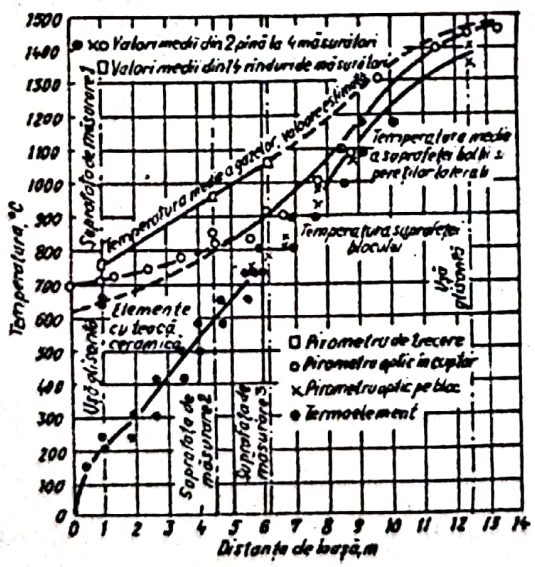


Fig.46

In cuptoarele clasice de forjă (tip şarjă) se recomandă un raport K relativ mic şi utilizarea recuperării interne a căldurii.

O metodă avantajoasă de sporire a transferului de căldură în cuptoarele cu gaze este utilizarea "flăcărilor luminoase" (în cazul utilizării gazelor cu hidrocarburi) prin carburizare, adică adaos de particole de combustibili bogaţi în hidrcarburi. Creşterea radiaţiei gazelor prin metoda "flăcării luminoase" este redată în tabelul Nr.33.

Tabel Nr.33

Creşterea radiaţiei gazelor prin flăcări luminoase

Combustibil	Procentul de radiaţie a particolelor, în % din radiaţia gazelor
Păcură	35
Gaz lichid	25
Metan	10
Gaz de cocserie	0
Gaz de furnal	0

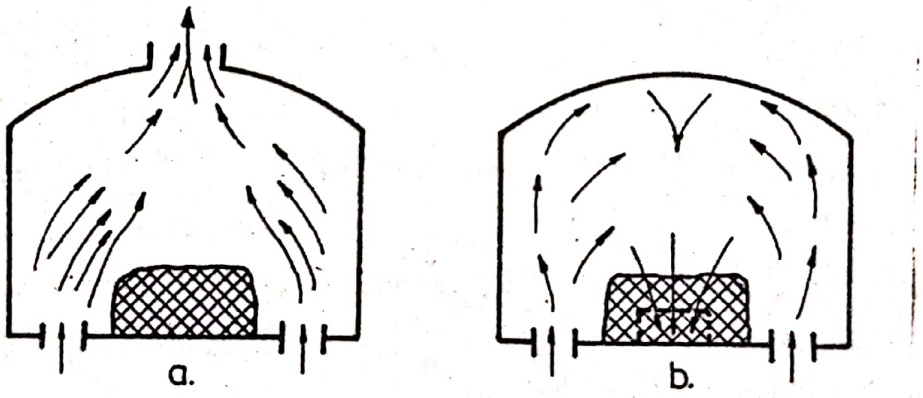


Fig.47

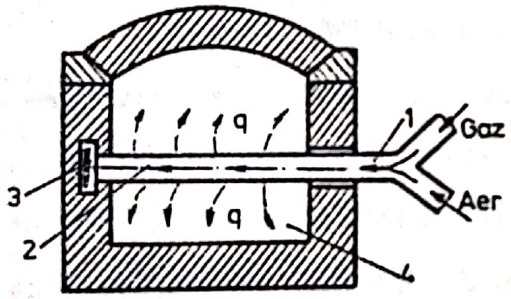
Incepînd din anul 1919, Graume Grjimailo arată că realizarea evacuării gazelor din cuptoatele industriale pe la partea inferioară dă un randament mai ridicat decît evacuarea gazelor prin boltă (fig.47). Acest fapt este datorat circulaţiei mai intense a gazelor, în cazul evacuării pe jos gazele scurgîndu-se pe lîngă piesă atît la urcarea cît şi la coborîrea lor.

2.5.2. Incălzirea indirectă. Tuburi radiante

In cazul cînd din considerente tehnologice de fabricaţie, pentru evitarea oxidărilor, reperele nu sînt în contact direct cu gazele de ardere, purtătoare de căldură, se utilizează încălzirea indirectă a reperelor. Această metodă de încălzire indirectă se utilizează, în marea majoritate a cazurilor, cînd gazele sînt provenite din arderea combustibililor solizi.

Cuptoarele cu muflă reprezintă un caz tipic al încălzirii indirecte deoarece în acest caz produsele de prelucrat termic sînt introduse într-un spaţiu înconjurat de gaze fierbinţi sau într-un spaţiu încălzit din afară cu ajutorul unor rezistenţe electrice.

Un alt caz tipic de încălzire indirectă îl reprezintă cuptoarele cu tuburi radiante (fig.48) în care pentru protecţia materialului metalic împotriva oxidării, flacăra şi gazele arse rezultate din arderea combustibililor gazoşi sînt trecute prin tuburi (de regulă metalice) care se încălzesc la temperaturi înalte (peste 800°C) şi transmit căldura prin radiaţie produselor de încălzit şi cuptorului.



1-arzător; 2-tub radiant; 3-canal fum; 4-spaţiu lucru.

Fig.48

Utilizarea tuburilor radiante permite şi o reglare bună a regimurilor termice în spaţiul de lucru al cuptorului prin reglarea corespunzătoare a debitului de combustibil. Totodată prin aceste tuburi se poate trece şi aer rece, prin intermediul căruia se pot regla diferite viteze de răcire a încărcăturii din cuptoare.

In cazul încălzirii indirecte, din punct de vedere termic, peretele intermediar aflat între piesă şi gaze de ardere reprezintă un dezavantaj deoarece datorită acestuia căldura trece mai greu spre piesă, fapt rezultat şi din următoarele ecuaţii de transfer de căldură:

Scanned with OKEN Scanner

$$Q = S \cdot C_{1,2} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right]$$

$$\frac{Q'}{S \cdot C_{12}} = \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_m}{100}\right)^4$$

$$\frac{Q'}{S \cdot C_{12}} = \left(\frac{T_m}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4$$

$$2\,\frac{Q'}{S \cdot C_{12}} = \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4$$

$$Q' = 1/2 \cdot S \cdot C_{12} \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] = \frac{1}{2} Q$$

relaţii în care:

T_m - temperatura peretelui intermediar (un perete de muflă).

In interiorul muflei are loc transmisia căldurii în general prin convecţie.

Deoarece micşorarea temperaturii prin utilizarea muflelor (pereţilor intermediari) depinde pe lînga grosiema pereţilor şi de conductivitatea materialului peretelui se utilizează în locul şamotei (cu un coeficient redus de transfer) materiale cu coeficienţi mai ridicaţi de transfer (metal, carbură de siliciu,etc).

Pentru ridicarea eficacităţii cuptoarelor cu muflă se utilizează, pentru mărimea transferului de căldură prin convecţie în interiorul muflei, ventilatoare axiale sau radiale.

In cazul cuptoarelor încălzite cu rezistenţe electrice, elementele încălzitoare sînt montate pe pereţi, pe uşă şi pe boltă. Incălzirea are loc în special prin radiaţia suprafeţelor. In cazul cînd gazele de protecţie utilizate la tratament termic atacă materialul rezistoarelor electrice sau sînt necesare spaţii de lucru etanşe se utilizează mufle metalice ce conduc la separarea completă între piesă şi elementele de încălzire. Si în aceast caz transferul este preponderent prin radiaţie. Dacă se utilizează un ventilator se produce suplimentar un transfer de căldură prin convecţie.

Scanned with OKEN Scanner

Cuptoarele cu tuburi radiante (fig.49) Se utilizează pentru temperaturi de lucru foarte ridicate şi din această cauză, tuburile radiante sînt construite din oţeluri termorezistente (oţeluri Cr-Ni; 25 % Cr, 12 % Ni) sau aliate cu cobalt ($t_{max} \leq 1300^{o}C$).

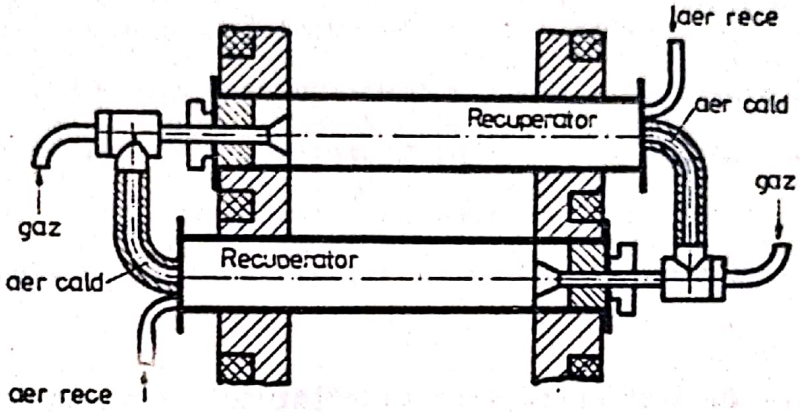


Fig.49

In fiecare tub (fig.49) se găseşte pe fiecare parte cîte un arzător de gaz, iar la capătul celălalt un mic recuperator în care se preîncălzeşte aerul de ardere cu căldura adusă de gazele de ardere.

Arzătorul uneia din ţevi este legat cu recuperatorul celeilalte.

Datorită unor dezavantaje constructive şi funcţionale nu se utilizează tuburi radiante drepte, simple ci tuburi în formă de "U" sau cu manta (fig.50 şi fig.51).

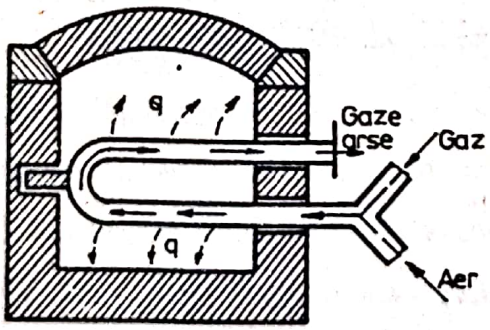


Fig.50

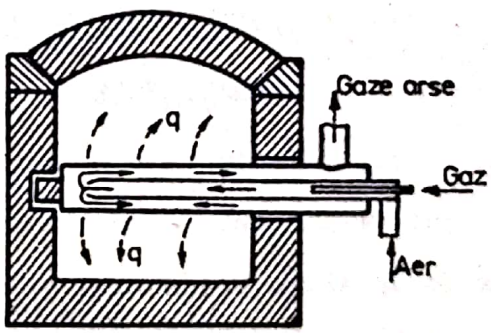


Fig.51

Ambele tipuri prezintă avantajul unei repartiţii mai uniforme a căldurii radiate şi preluarea mai uşoară a dilatărilor termice.

Scanned with OKEN Scanner

2.6. Incălzirea şi răcirea materialelor în instalaţii termice industriale

Pentru calculul proceselor de încălzirea-răcire a materialelor solide se întîlnesc trei cazuri caracteristice:

a.- Incălzirea-răcirea materialului imobil în cuptoare cu temperatură constantă a gazelor (cuptoare tip cameră);

b.- Incălzirea-răcirea materialului imobil în cuptoare lungi prin care trec gazele de ardere (cuptoare inelare), cuptoare în care diferenţa de temeratură dintre gaz şi material se modifică în timp şi spaţiu;

c.- Incălzirea-răcirea materialului mobil în curent de gaze (echicurent, contracurent, curenţi încrucişaţi) în cuptoare tip tunel, cuptoare rotative şi recuperatoare de căldură.

Spre suprafaţa exterioară a unui produs aflat în cameră de lucru a unui cuptor se transferă,din incintă,o cantitate de căldură prin intermediul căreia piesa îsi măreste temperatura cu valoarea Δ t.

Pentru omogenizarea temperaturii în masa metalului este necesar un anume interval de timp.

Determinarea timpului de încălzire este în funcţie de conductivitatea termică şi grosiema pieselor.

2.6.1. Semifabricat de grosime mică şi conductivitate termică mare

Cel mai simplu caz este cazul în care semifabricatul supus procesului termic este compus din plăci metalice de grosime redusă (corpurile metalice prezentînd şi conductivitate termică ridicată) grosimi ce favorizează nediferenţieri importante de temperatură în interiorul pieselor.

In acest caz timpul (τ) pentru ca semifabricatul, de greutate G şi temperatura iniţială t_{wb}, să atingă temperatura de lucru dorită t_{wu} poate calcula cu relaţia:

Scanned with OKEN Scanner

$$\tau = \frac{G \cdot c}{S \cdot \alpha_{tot}} \cdot \ln \frac{t_g - t_{wb}}{t_g - t_{wu}} \qquad (h)$$

în care: c - căldura specifică a semifabricatului;

S - suprafaţa exterioară liberă a semifabricatului;

t_g - temperatura gazelor purtătoare de căldură din cuptor;

α_{tot} - coeficient global de transfer pentru trecerea căldurii de la cuptor spre piesă.

Deoarece α_{tot} variază în funcţie de temperatura incintei cuptorului trebuie să luăm în calcul o temperatură medie (t_m):

$$t_m = t_g - \frac{t_{wu} - t_{wb}}{\ln \frac{t_g - t_{wb}}{t_g - t_{wu}}}$$

In calculele de proiectare este necesar să cunoaştem şi temperatura utilă (t_{wu}) ce se poate obţine în timpul τ, pornind de la o temperatură iniţială t_{wo} ştiind că în incintă avem o temperatură (t_g).

$$dQ = \alpha_{tot} \cdot S \, (t_g - t_w) d\tau$$

unde: $dQ = G \cdot c dt_w$

dQ - cantitatea de căldură introdusă în piesă din cuptor, în intervalul de timp $d\tau$.

dt_w - creşterea diferenţială a temperaturii coruplui.

Din egalitatea celor două relaţii obţinem:

$$\alpha_{tot} \cdot S (t_g - t_w) d\tau = G \cdot c \cdot dt_w$$

$$\frac{dt_w}{t_g - t_w} = \frac{\alpha_{tot} \cdot S}{G \cdot c} \cdot d\tau$$

Integrînd obţinem: $\int_{t_{wb}}^{t_{wu}} \frac{dt_w}{t_g - t_w} = \int_0^{\tau} \frac{\alpha_{tot} \cdot S}{G \cdot c} d\tau$

Rezolvînd integralele obţinem:

Scanned with OKEN Scanner

$$\ln(t_g - t_{wu}) - \ln(t_g - t_{wb}) = -\frac{\alpha_{tot} \cdot S}{G \cdot c} \cdot \tau$$

$$\ln \frac{t_g - t_{wu}}{t_g - t_{wb}} = -\frac{\alpha_{tot} S}{G \cdot c} \cdot \tau$$

$$\frac{t_g - t_{wu}}{t_g - t_{wb}} = e^{-\frac{\alpha_{tot} \cdot S}{G \cdot c} \cdot \tau}$$

$$1 - \frac{t_{wu} - twb}{t_g - t_{wb}} = e^{-\frac{\alpha_{tot} \cdot S}{G \cdot c} \cdot \tau}$$

$$\frac{t_{wu} - t_{wb}}{t_g - t_{wb}} = 1 - e^{-\frac{\alpha_{TOT} \cdot S}{G \cdot c} \cdot \tau}$$

In cazul proceselor termice inverse (de răcire) se pot utiliza aceleaţi formule în care t_g reprezintă temperatura mediului de răcire .

2.6.2. Semifabricat de grosime mică şi conductivitate termică redusă

In cazul încălzirii (răcirii) blocurilor de metal sau semifabricate de grosime redusă şi conductivitate termică scăzută, în timpul încălzirii, apar diferenţe mari ale gradientului termic în interiorul pieselor, diferenţe ce se pot aproxima prin intermediul unui coeficient de corecţie (f), coeficient ce depinde de forma geometrică a piesei şi de raportul $\alpha_{tot} \cdot A/\lambda$ (fig.52);

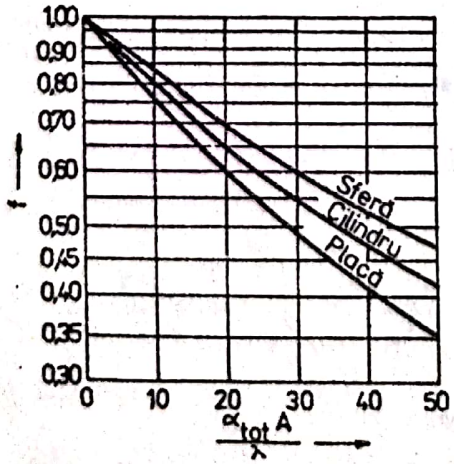


Fig.52

în care:

λ - coeficient de conductibilitate termică, (Kcal/m·h·°C);

b - grosimea semifabricatului, (m);

A - grosimea piesei diferenţiată astfel:

- placă încălzită din ambele părţi: A = b/2;
- placă încălzită numai dintr-o parte A = b;

- corp cilindric sau sferă A = r(raza sferei).

Pentru calcularea timpului (τ) de încălzire se pot utiliza formulele din capitolul 2.6.1. la care se introduc coeficientul de corecţie (f).

2.6.3.Semifabricat de grosime mare

In cazul semifabricatelor de grosimi mari în direcţia fluxului caloric, materialele care prezintă conducţie termică mică, se produc în masa corpului solid, gradienţi termici apreciabili care sînt corectaţi prin intermediul coeficientului de corecţie (f).

Dacă piesele (semifabricatele) constau din blocuri care sînt aşezate unele lîngă altele se poate considera şarja în întregime ca o placă groasă.

In acest caz, dacă încălzirea se realizează preponderent prin vatra cuptorului, se poate considera încălzirea ca avînd loc din ambele părţi.

In cazul cînd blocurile sînt aşezate la o anumită distanţă între ele, le putem asimila cu corpuri cilindrice, iar în cazul cînd forma blocurilor este cubică le putem asimila cu corpurile sferice.

In ambele cazuri se determină valoarea lui (f) prin intermediul fig.52 şi se introduce în relaţia temperaturii medii (cap.2.6.1.):

$$t_m = t_g - f \frac{t_{wu} - t_{wb}}{\ln \frac{t_g - t_{wb}}{t_g - t_{wu}}}$$

Valoarea lui (f) depinde de (α_{tot}). Cunoscînd valoarea lui (α_{tot}) se poate determina timpul de încălzire:

$$\tau = \frac{G \cdot c \cdot f}{S \cdot \alpha_{tot}} \cdot \ln \frac{t_g - t_{wb}}{t_g - t_{wu}}$$

In cazul calculării timpilor de încălzire a blocurilor de oţel

Scanned with OKEN Scanner

pînă la temperatura de forjare se pot utiliza şi formule empirice.

Relaţia empirică a lui Dobrochow, utilizată pentru calculul timpului de încălzire pentru forjare, este:

$$\tau = 5K_1 \cdot K_2 \cdot d\sqrt{d} \qquad (h)$$

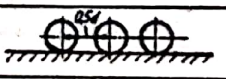
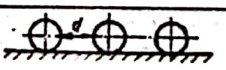
în care: K_1 - coeficient ce depinde de modul de aşezare a pieselor în cuptor (tabelul Nr.34)

K_2 - coeficient ce depinde marca oţelului de încălzit (tabelul Nr.35)

d - grosiemea (diametrul) blocului de oţel (m).

Tabel Nr.34

Coeficientul K_1 în funcţie de aşezarea produsului în cuptor (după Dobrochow)

Aşezarea pieselor în cuptor	K=	Aşezarea pieselor în cuptor	K=
	1		1
			1,4
	1		4
	2		2,2
	1,4		2
	1,3		1,8

Tabel Nr.35

Coeficientul K_2 pentru calculul timpului de încălzire a blocului de oţel (după Dobrochow)

Felul oţelului	K_2	Felul oţelului	K_2
Oţel carbon pînă la:		Oţel austenitic	
0,2% C	1,0	18Cr8Ni	1,3
0,21 - 0,5% C	1,2	18Cr8Ni cu Ti	2,0
0,5 - 0,7% C	1,5	18CrNi cu Ti şi Mo	2,5
peste 0,8 % C	2,0	Oţel	
		25 % Cr şi 0,2 % C	1,0

Scanned with OKEN Scanner

Pentru determinarea lui α_{tot} se poate utiliza tabelul Nr.36, în cazul proceselor de încălzire pentru deformare plastică.

Tabel Nr.36

Coeficientul α_{tot} în funcţie de temperatura cuptorului şi a materialului

Temperatura cuptorului θ_s, în ^oK	Temperatura materialului încălzit θ_w, în ^oK	α_{tot}, în $J/m^2 \cdot h \cdot grd$
1600	0	$250 + 95K_1$
	1100	$450 + 270\ K_1$
	1273	$550 + 375\ K_1$
	1473	$670 + 510\ K_1$
1423	0	$180 + 70\ K_1$
	873	$290 + 160\ K_1$
	1100	$360 + 225\ K_1$
	1273	$440 + 320\ K_1$
1223	0	$125 + 45\ K_1$
	673	$180 + 90\ K_1$
	873	$225 + 135\ K_1$
	1100	$285 + 195\ K_1$
1023	0	$85 + 35\ K_1$
	473	$100 + 45\ K_1$
	673	$130 + 65\ K_1$
	873	$160 + 105\ K_1$
823	0	$55 + 20\ K_1$
	473	$70 + 30\ K_1$
	673	$90 + 45\ K_1$

$$K_1 = \frac{A_{am}(\text{aria liberă exterioară a materialului încălzit})}{A_{pr}(\text{aria pereţilor care radiază})}$$

Pentru rezolvarea problemelor legate de timp de încălzire se pot utiliza, modern, şi metode bazate pe metode electrice (modelul Benken).

2.6.4. Timpul de încălzire a unui semifabricat în echicurent sau contracurent

In practica industrială se utilizează o gamă larga de cuptoare industriale în care semifabricatele sînt în miscare compusă cu gazele

purtătoare de căldură, în acelasi sens cu gazele (fig.53 a - echicurent) sau în sens opus cu direcţia de deplasare a gazelor (fig.53 b - contracurent).

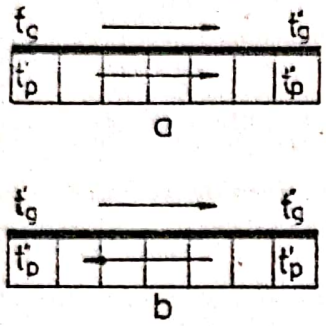


Fig.53

O largă utilizare (datorită multiplelor avantaje) o prezintă cuptoarele industriale în contracurent, în care gazele sînt deplasate în sens opus mişcării pieselor si ele ies din incinta cuptorului pe la capătul pe unde sînt introduse piesele în cuptor. (Exemplu:cuptorul cu propulsie). Prin acest procedeu gazele de ardere, purtătoare de căldură, sînt utilizate eficient.

In cazul încălzirii în contracurent, calculul timpului de încălzire se efectuează astfel:

Gazele de ardere cedează, în drumul lor, o parte din căldura semifabricatelor pe care le "umectează" după următorul bilanţ termic:

$$G \cdot c_w (t''_p - t'_p) + Q_v = V_g \cdot c_g (t''_g - t'_g) \qquad (KJ)$$

unde: G - greutatea semifabricatelor "umectate" (Kg);

c_w - căldura specifică a semifabricatelor (KJ/Kg.^oC);

V_g - vplumul gazelor arse (m^3_N);

c_g - căldura specifică medie a gazelor arse (KJ/m^3_N.^oC);

Q_v - cantitatea de căldură cedată de gaze în cuptor (spre pereţi, bolţi, etc.);

t'_p - temperatura iniţială a semifabricatelor la intrarea în cuptor;

t''_p - temperatura semifabricatului la ieşirea din cuptor;

t''_g şi t'_g - temperatura gazelor de ardere înainte şi după transferul cantităţii de căldură.

In mod practic se recomandă ca pierderile de căldură în cuptor (Q_v) să nu depăşească 30% din totalul cantităţii de căldură si deci bi-

lanţul termic poate avea forma:

$$Q = G.c_w(t_p'' - t_p') = 0,7\ V_g \cdot c_g(t_g'' - t_g')$$

Această căldură utilă, transferată în incinta cuptorului, semifabricatelor, este transferată în timpul (τ) prin suprafaţa (S) de contact dintre gaze şi semifabricat conform relaţiei:

$$Q = S \cdot \tau \cdot \alpha_{tot} \cdot \Delta t_m$$

în care:

Δt_m - diferenţa medie de temperatură dintre gaze şi piesă.

Conform graficelor din fig.53 putem aproxima pe Δt_m astfel:

In cazul echicurentului (fig.53 a):

- la început $t_g' - t_p'$;
- la sfîrşit $t_g'' - t_p''$.

In cazul contracurentului (fig.53 b):

- la început $t_g' - t_p''$;
- la sfîrşit $t_g'' - t_p'$.

Din aceste relaţii rezultă că putem considera Δt_m ca fiind dat de media aritmetică cînd aceste diferenţe sînt aproximativ egale:

$$\Delta t_m = \left(\frac{t_g' + t_g''}{2}\right) - \left(\frac{t_p' + t_p''}{2}\right) \qquad (^oC)$$

In caz general valorile lui Δt_m se determină astfel:

- In cazul echicurentului:

$$\Delta t_m = \frac{(t_g' - t_p'') - (t_g'' - t_p')}{\ln \frac{t_g' - t_p''}{t_g'' - t_p'}} \qquad (^oC)$$

- In cazul contracurentului:

$$\Delta t_m = \frac{(t_g' - t_p') - (t_g'' - t_p'')}{\ln \frac{t_g' - t_p'}{t_g'' - t_p''}} \qquad (^oC)$$

Scanned with OKEN Scanner

Ambele relaţii sînt echivalente cu:

$$\Delta t_m \doteq \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_2}{t_1}} \qquad \text{(fig.54)}$$

unde: Δt_1 - diferenţa minimă de temperatură;

Δt_2 - diferenţa maximă de temperatură

Se poate scrie deci:

$$G \cdot c_v \, (t_p'' - t_p') = S \cdot \bar{\sigma} \cdot \alpha_{tot} \cdot \Delta t_m;$$

$$\bar{\sigma} = \frac{G \cdot c_v \, (t_p'' - t_p')}{S \cdot \alpha_{tot} \cdot t_m}$$

în care:

α_{tot} - media între valoarea iniţială şi cea de la sfîrşitul cuptorului a coeficientului total de transfer de căldură.

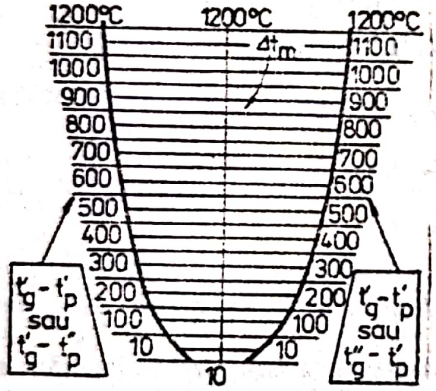


Fig.54 Diferenţa medie de temperatură la echicurent şi contracurent

Observaţie: Încălzirea în echicurent se adoptă numai în cazurile cînd semifabricatele nu trebuie supraîncălzite şi în acest caz temperatura finală a gazelor de ardere (t_g'') nu trebuie să difere mult faţă de cea a semifabricatelor (t_p'') supuse procesului de încălzire.

2.7. Pierderi de căldură

Pierderile de căldură prin pereţii cuptoarelor industriale variază în limite largi, de la 5 - 30 % din consumul total de căldură.

Aceste pierderi depind de:

- regimul de funcţionare al cuptorului (continuu sau periodic);
- temperaturile din cuptor şi din mediul înconjurător;

- dimensiunile cuptorului;
- construcţia pereţilor (grosime, material, etc.);
- condiţiile de aşezare a cuptorului (hală închisă, hală deschisă, în aer liber, etc.).

Regimul termic de funcţionare al cuptorului este determinant pentru metoda de calcul a pierderilor de căldură prin pereţii cuptorului.

Prin transferul căldurii de la sursa de căldură din cuptor către partea inferioară (spre incintă) a peretelui cuptorului rezultă pierderi de căldură.

Aceste pierderi de căldură sînt:

- pierderi prin pereţi înspre mediul înconjurător;
- căldura înmagazinată în perete;
- pierderi datorate radiaţiei prin orificii.

Transferul de căldură prin perete se realizează în special prin conducţie termică.

Pînă cînd în perete nu există un gradient constant de temperatură, o parte din căldură rămîne în perete sub formă de căldură înmagazinată, iar o parte este cedată aerului de către suprafaţa exterioară a peretelui şi radiată mediului înconjurător sub formă de pierderi prin perete.

După ce peretele a fost încălzit complet încetează înmagazinarea căldurii în perete şi pierderile de căldură se manifestă numai prin cantitatea de căldură cedată mediului înconjurător prin transport prin perete, de la interior spre exterior. Această stare reprezintă regimul stabilizat de temperatură, permanent sau staţionar.

Vom analiza în continuare pierderile de căldură prin pereţi în regim tranzitoriu (de încălzire) a cuptorului şi în regim staţionar, precum şi pierderile de căldură datorate radiaţiei prin deschideri.

2.7.1. Pierderile prin pereţi

Suprafaţa exterioară a pereţilor cuptoarelor industriale prezintă o temperatură mai ridicată decît a mediului ambiant.

Scanned with OKEN Scanner

Transferul de căldură cu mediul înconjurător se face prin convecţie şi cantitatea de căldură transmisă se poate calcula cu relaţia:

$$Q_c = S \cdot \alpha_p (t_p - t_a) \qquad (W/h)$$

în care:

S - suprafaţa exterioară a pereţilor (m^2);

α_p - coeficient de transfer de căldură al peretelui , prin convecţie ($W/m^2 \cdot {}^oK$);

t_p - temperatura peretelui;

t_a - temperatura mediului ambiant.

Totodată are loc şi un schimb de căldură prin radiaţie, fapt ce conduce la mărirea pierderilor de căldură prin pereţi.

$$Q_r = S \cdot \frac{\lambda}{d} (t_1 - t_2) \qquad (W/h)$$

în care:

S - suprafaţa de radiaţie (m^2);

λ - conductivitatea termică ($W/m \cdot {}^oK$);

d - grosimea peretelui (m);

t_1, t_2 - temperaturile feţelor peretelui.

Pentru a pune în evidenţă contribuţia transmisiei prin radiaţie la pierderile de căldură prin pereţi se poate utiliza relaţia lui Heiligenstaedt:

$$q_p = \alpha_p (t_p - t_a) \qquad (W/m^2)$$

înnoare:

<u>pentru pereţi verticali:</u>

- pereţi din zidărie la exterior sau tablă ($\varepsilon = 0,8$):

$$\alpha_p = 7,08 + 0,057\ t_p \qquad (W/m^2 \cdot {}^oK)$$

- pereti vopsiţi cu bronz de aluminiu ($\varepsilon = 0,5$):

$$\alpha_p = 6,26 + 0,039\ t_p \qquad (W/m^2 \cdot {}^oK).$$

Scanned with OKEN Scanner

pentru pereţi orizontali:

- pereţi din zid sau din tablă (ε = 0,8):

$$\alpha_p = 9{,}4 + 0{,}057\ t_p \qquad (W/m^2.{}^oK)$$

- pereţi vopsiţi cu bronz de aluminiu (ε = 0,5):

$$\alpha_p = 8{,}58 + 0{,}039\ t_p \qquad (W/m^2.{}^oK)$$

t_p - temperatura peretelui (^oC);

t_a - temperatura mediului ambiant (^oC).

2.7.1.1. Pierderi de căldură prin pereţii cuptoarelor cu regim termic staţionar de funcţionare

Transportul de căldură printr-un perete depinde de diferenţa de temperatură $t_1 - t_2$ între suprafaţa interioară şi cea exterioară , de grosimea (d) a peretelui şi de conductivitatea lui termică.

$$Q = S \frac{\lambda}{d} (t_1 - t_2) \qquad (W/h)$$

Valorile lui (λ) se dau în tabelele Nr.26 şi 27, pentru materiale de construcţii, pentru pereţi şi materiale de umplutură izolatoare (masă de etanşare).

Să considerăm cazul unui perete compus (fig.55) alcătuit dintr-un strat interior din material refractar (grosimea d_1) şi un strat exterior izolant (grosimea d_2).

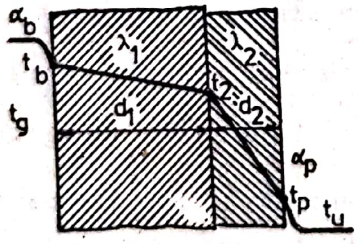


Fig.55

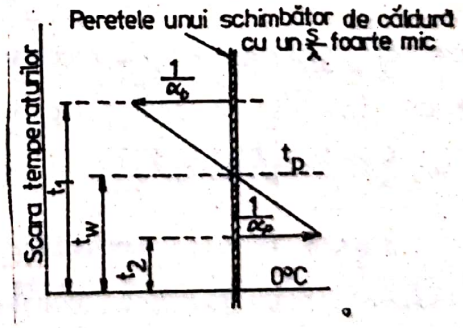


Fig.56

Transmisia cantităţii de căldură (Q) în regim staţionar este realizată prin convecţia şi radiaţia gazelor de ardere, către suprafaţa interioară a peretelui, iar de acolo mai departe, prin perete, şi este

cedată în afară prin peretele exterior.

$$Q = S \cdot K(t_g - t_a)$$

în care:

K - coeficient de transmisie a căldurii cu valoarea de:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{1}{\alpha_p}} \quad (W/m^2 \cdot {}^oK) \qquad (47)$$

In cazul peretelui subţire, pereţi la care: $\lambda \ggg \lambda_b$ şi $\lambda \gg \lambda_p$ obţinem:

$$K = \frac{\alpha_b \cdot \alpha_p}{\alpha_b + \alpha_p} \quad (W/m^2 \cdot {}^oK) \qquad (47')$$

α_b - coeficient de transfer de căldură prin suprafaţa interioară a peretelui;

t_p - temperatura peretelui exterior.

Temperatura peretelui exterior se poate determina grafic prin intermediul fig.56, pentru cazul pereţilor metalici subţiri (pereţi la care S/λ este foarte redus).

Totodată în cazul pereţilor din două straturi (fig.55) putem scrie:

$$\begin{aligned} Q &= S \cdot \alpha_b (t_g - t_b) \\ Q &= S \frac{\lambda_1}{S_1} (t_b - t_2) \\ Q &= S \frac{\lambda_2}{S_2} (t_2 - t_p) \\ Q &= S \cdot \alpha_p (t_p - t_a) \end{aligned} \qquad (48)$$

Aceste valori reprezintă trecerea cantităţii de căldură, fluxul de căldură, prin peretele bistrat.

Utilizînd relaţiile (48) în cazul cînd se cunoaşte α_b, sau se poate determina prin calcul cu relaţiile cunoscute, şi adoptînd t_p putem determina α_p. Cu valorile obţinute se calculează, cu ajutorul

relaţiilor (47) şi (47') valoarea lui K şi totodată cu prima dintre relaţiile (48) obţine valoarea lui Q, după care putem calcula şi celelalte elemente necunoscute necesare proiectării instalaţiilor şi agregatelor termice industriale.

In cazul cînd gazele calde sînt vehiculate prin conducte cu secţiune rotundă protejate termic cu un strat izolator, coeficientul de transmisie K al tubului cu strat izolator este dat de relaţia:

$$K = \frac{1{,}1626 \cdot \bar{\tau}}{\frac{1}{d_1 \cdot \alpha_b} + \frac{1{,}151}{\lambda_1} \log \frac{d_2}{d_1} + \frac{1{,}151}{\lambda_2} \log \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_p \cdot d_3}} \quad (W/m^2 \cdot {}^\circ K) \quad (47'')$$

în care:

d_1 - diametrul interior al conductei;

d_2 - diametrul exterior al conductei, respectiv diametrul interior al izolaţiei;

d_3 - diametrul exterior al stratului izolant;

λ_1 - conductibilitatea termică a materialului conductei;

λ_2 - conductibilitatea termică a materialului izolant.

De remarcat că în marea majoritate a cazurilor de proiectare pentru claculul pierderilor de căldură prin pereţi se porneşte de la temperatura interioară a peretelui (t_b) deoarece este uşor de determinat.

Totodată se poate calcula şi pornind de la temperatura gazelor arse (t_g), temperatură ce pentru valori mici ale raportului (K) al suprafeţelor coincide cu bună aproximaţie cu temperatura (t_b) al peretelui.

In cazul unui perete dintr-un singur material de grosime (d) putem scrie:

$$q = \frac{\lambda}{d}(t_b - t_p) = \alpha_p (t_p - t_a)$$

de unde:

$$t_p = \frac{\frac{\lambda}{d \cdot \alpha_p} t_b + t_a}{1 + \frac{\lambda}{d \cdot \alpha_p}}$$

$$q = \frac{\lambda}{d} \cdot t_b - \frac{\lambda}{d} \frac{\frac{\lambda}{d \cdot \alpha_p} t_p + t_a}{1 + \frac{\lambda}{d \cdot \alpha_p}} = \frac{t_b - t_a}{\frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_p}} \qquad (49)$$

şi deci:

$$t_p = t_b - \frac{d}{\lambda} q \qquad (50)$$

In proiectare, utilizînd relaţiile (49) şi (50) se adoptă (α_p) şi se determină (t_p).

In cazul pereţilor compuşi din mai multe straturi de material, în relaţia (50) se modifică raportul d/λ astfel:

$$\frac{d}{\lambda} = \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + \ldots$$

In cazurile cînd se cunosc conductivităţile (λ_1, λ_2,...) şi grosimile (d_1, d_2,...) straturilor componente precum şi coeficientii de transfer (α_p) respectiv (α_b) ca şi temperaturile t_g şi t_a se poate determina prin metoda grafică temperatura unui perete compus (fig.57).

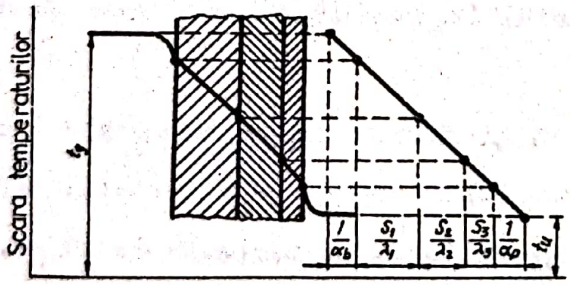


Fig.57

In calculele de proiectare trebuie să ţinem cont de faptul că în realitate nu avem de-a face cu pereţi paraleli de suprafaţă foarte mare ci cu corpuri goale de formă paralelipipedică sau cilindrică (fig,58 a şi b).

In punctele de intersecţie a pereţilor de grosime (d) se ia în calcul $\sqrt{2}\,d$, grosime mai mare ce favorizează la trecerea căldurii prin perete o pierdere mai redusă.

In punctele de întîlnire a trei pereţi reducerea pierderilor de

căldură este şi mai evidentă.

O metodă precisă de calcul a pierderilor de căldură se realizează prin înlocuirea valorilor, h, b şi l (fig.58 b) cu valorile $(h + h_1)/2$, $(b + b_1)/2$ şi $(l + l_1)/2$, în determinarea suprafeţelor de transfer de căldură.

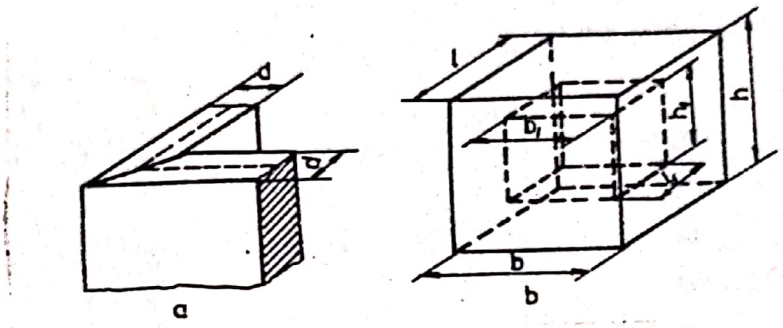


Fig.58 a şi b

In cazul pereţilor de tip cilindric, în cazul cînd $\frac{D_2}{D_1} < 2$ (D_2 - diametrul exterior; D_1 - diametrul interior) se adoptă diametrul de calcul $\frac{D_1 + D_2}{2}$.

In cazul utilizării materialelor ceramice în construcţia pereţilor, pierderile prin pereţi sînt redate în tabelul Nr.37.

Tabel Nr.37

Tipul material.	Greutate volumetrică Kg/l	Conductivitate termică W/m·grd	Construcţia de perete			
			1	2	3	4
Samotă	1,9	1,163	250 mm	125 mm	-	-
Cărămidă uşcară	0,9	0,349	-	-	250 mm	125 mm
Izolant	0,45	0,116	125 mm	65 mm	125 mm	65 mm
Pierderi prin pereţi, în W/m^2 (pentru aceşti pereţi şi 1000°C în cuptor)			732,69	1137,45	534,98	1000,18

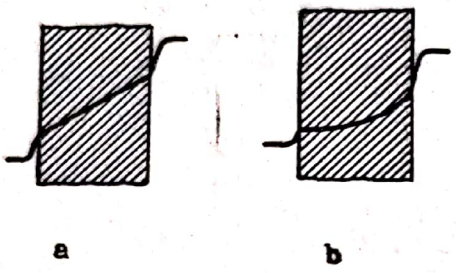
După Wagener, în cazul cuptoarelor industriale de bună calitate, temperatura exterioară a peretelui cuptorului nu trebuie să depăşească 10 % din temperatura suprafeţei interioare a peretelui camerei cuptorului.

2.7.2. Căldura înmagazinată

In cazul cînd este necesar un timp de încălzire a cuptoarelor industriale la temperatura de regim în acest interval de timp căldura se

acumulează în pereţii cuptorului pînă cînd cuptorul intră în regim stabilizat.

Se poate considera că în cazul regimurilor staţionare repartiţia temperaturii în cuptor este liniară (fig.59 a) spre deosebire de regimurile tranzitorii cînd repartiţia temperaturilor este dură o anumită curbă (fig.59 b).



a b

Fig.59

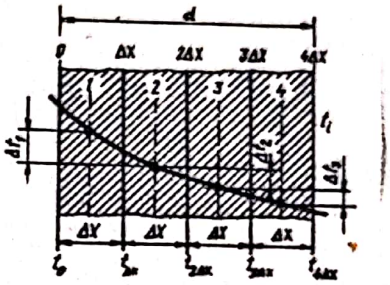


Fig.60

Prin intermediul unei metode moderne de calcul (E.Schmidt) se poate determina repartiţia temperaturii într-un perete de cuptor în timpul perioadei tranzitorii si deci căldura cumulată şi pierderile orare prin pereţi din momentul începerii încălzirii (fig.60).

Peretele este împărţit în straturi de grosimi mici şi egale Δx.

Transferul de căldură de la un strat la altul pe unitatea de suprafaţă (1 m^2) este:

$$\Delta q = -\lambda \cdot \Delta\tau \cdot \frac{\Delta t_1}{\Delta x} \qquad (KJ/m^2)$$

Din această cantitate o parte se acumulează în stratul 2 crescînd temperatura stratului cu Δt, iar o parte (Δq_2) se transferă stratului 3.

$$\Delta q_1 = -\Delta x \cdot \gamma \cdot c \cdot \Delta t \qquad (KJ/m^2)$$

în care:

γ - densitatea materialului refractar, (Kg/m^3);

c - căldura specifică a peretelui, ($KJ/Kg \cdot {}^oC$).

$$\Delta q_2 = -\lambda \cdot \Delta\tau \cdot \frac{\Delta t_2}{\Delta x}$$

Deoarece $\Delta q = \Delta q_1 + \Delta q_2$, obţinem:

$$-\lambda \cdot \Delta\delta \cdot \frac{\Delta t_1}{\Delta x} = -\Delta x \cdot \gamma \cdot c \cdot \Delta t - \lambda \cdot \Delta\delta \cdot \frac{\Delta t_2}{\Delta x}$$

$$\Delta t = \frac{\lambda}{\gamma \cdot c} \cdot \frac{\Delta\delta}{\Delta x \cdot \Delta x} (\Delta t_1 - \Delta t_2)$$

$$\frac{\Delta t}{\Delta\delta} = \frac{\lambda}{\gamma \cdot c} \cdot \frac{1}{\Delta^2 x} (\Delta t_1 - \Delta t_2)$$

Considerînd: t_1, t_2, t_3, ... temperaturile straturilor, obţinem:

$$\Delta t_1 - \Delta t_2 = (t_1 - t_2) - (t_2 - t_3) = t_1 + t_3 - 2t_2$$

Deoarece $\frac{\lambda}{c \cdot \gamma} = a$ - difuzibilitate termică, obţinem:

$$\frac{\Delta t}{\Delta\delta} = \frac{a}{\Delta^2 x} (t_1 + t_2 - 2t_2)$$

Dacă considerăm ($\Delta\delta$) astfel încît:

$$\Delta\delta = \frac{\Delta^2 x}{2a}$$ obţinem relaţia:

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_3 - 2t_2}{2}$$ sau:

$$\Delta t + t_2 = \frac{t_1 + t_3}{2} \qquad (51)$$

Relaţia (51) obţinută ne arată că temperatura unui strat de grosime (Δx) atinsă după un timp ($\Delta\delta$) este media aritmetică a temperaturilor straturilor imediat învecinate mai cald şi mai rece la începutul timpului ($\Delta\delta$).

De remarcat că în cazul cuptoarelor industriale care nu funcţionează decît 8 - 10 ore pe zi nu se atinge starea de regim staţionar în pereţi, acumularea căldurii nefiind terminată la sfîrşitul schimbului.

Scanned with OKEN Scanner

2.7.3.Pereţi tip construcţii uşoare

Pereţii construiţi din cărămidă (straturi refractare) şi material izolant într-un singur strat, două sau mai multe straturi, sînt avantajaţi în cazul cuptoarelor cu temperaturi mari de lucru.

In cazul cuptoarelor industriale de temperaturi joase este avantajos din punct de vedere constructiv ca pereţii să fie confecţionaţi din tablă metalică de grosimi de maximum 2 - 3 mm.

In cazul cuptoarelor complet metalice, pereţii se fac de preferinţă din tablă de grosime redusă avînd pereţi dubliţ, pereţi umpluţi la interior cu vată de sticlă, cu vată minerală, praf de diatomită, etc. Totodată ca izolant se poate utiliza folia de aluminiu.

Pentru ca pierderile de căldură prin radiaţii cu exteriorul să fie reduse, pe suprafaţa exterioară a peretelui se aplică lac de aluminiu (ε = 0,4) sau sînt confecţionate din aluminiu lucios.

Aceste tipuri de pereţi dubli cu material izolant prezintă totodată proprietăţi reduse de acumulare a căldurii, deci un randament mai bun a cuptorului industrial.

Pentru o grosime de 0,1 m şi pentru o suprafaţă de 1 m^2 de perete, monostrat, aflat la o temperatură redusă (300°C) valorile cantităţii de căldură acumulată sînt redate în tabelul Nr.38.

Din acest tabel rezultă avantajul evident al pereţilor subţiri faţă de pereţii clasici pentru cuptoare utilizate la temperaturi reduse.

De menţionat că marea majoritate a cuptoarelor electrice se pot executa cu pereţi tip construcţii uşoare, deoarece şi pierderile de căldură prin pereţi (transfer cu exteriorul) sînt mult reduse.

2.7.4.Pierderi de căldură prin radiaţie la deschideri

Aceste pierderi de căldură prin uşi incomplet închise şi guri de vizitare se calculează utilizînd cifra de emisivitate (c) a corpului absolut negru, corespunzător aleasă.

Putem considera următoarele valori pentru (c):

- în cazul usilor deschise: $c = 5,23\ W/m^2.{}^oK^4$;
- în cazul radiaţiei spre anticamere neîncălzite:

$c = 4,65\ W/m^2.{}^oK^4$.

Tabel Nr.38

Material	Căldura specifică medie la 300°C, Kcal/Kg.°C*	Greutate volumetrică, Kg/m³	Conţinutul de căldură a peretelui de 0,1 m la o temp. medie de 300°C, Kcal/m²**
Otel	0,121	7850	28400
Aluminiu	0,227	2700	18400
Samotă	0,217	1850	12050
Samotă ugoară	0,217	1000	6510
Silică	0,225	1850	11800
Cărămidă rogie	0,220	1850	12200
Carbură de siliciu	0,210	2330	14800
Silimanit	0,220	2400	15400
Silimonit ugor	0,220	1100	7280
Diatomit (nu din cel mai ugor)	0,200	800	4800
Diatomit	0,200	200	1200
Vată minerală	0,180	200	1080
Vată de sticlă	0,160	200	960

* 1 Kcal/Kg.°C = 4,186 KJ/Kg.°C

** 1 Kcal/m² = 4,186 KJ/m²

In mod practic se pot utiliza diagramele din (fig.61) pentru determinatea pierderilor de căldură prin radiaţie la deschideri.

2.8. Recuperatoare şi regeneratoare de căldură

2.8.1. Consideraţii generale.

Din punct de vedere termic instalaţiile pentru recuperarea căldurii pot fi împărţite în două mari grupe:

a. In cazul cînd gazele de ardere, purtătoare de căldură, spală în mod continuu cîte o faţă a peretelui de separaţie (suprafaţa de încălzire) instalaţiile de recuperare se numesc recuperatoare de căldură ce constituie schimbătoare directe de căldură.

b. In cazul cînd gazele de ardere, purtătoare de căldură spală

în mod periodic cîte o faţă a peretelui de separaţie (suprafaţă de încălzire) instalaţiile de recuperare se numesc <u>regeneratoare de căldură</u> ce constituie schimbătoare de căldură prin înmagazinare.

Există, în linii mari, trei surse din care poate fi recuperată căldura prin instalaţii de schimb de căldură şi anume:

- conţinutul de căldură al produsului după terminarea ciclului termic de încălzire la care a fost supus în cuptorul industrial;

- conţinutul de căldură din gazele de ardere evacuate din cuptor (principala sursă utilizată);

- conţinutul de căldură din fluidele de răcire utilizate pentru răcirea uşilor metalice, a şinelor de glisare metalice, etc. din cuptoarele industriale, sursă utilizată în cazuri extrem de rare.

Primul caz de recuperare a căldurii se utilizează,în cazul cuptoarelor electrice precum şi în cazul cuptoarelor cu combustie cu excepţia cazurilor cînd produsele sînt destinate unui ciclu de deformare plastică. Recuperarea se realizează în special prin preîncălzirea, de la produsele scoase din cuptor, aerului necesar proceselor tehnologice termice ulterioare.

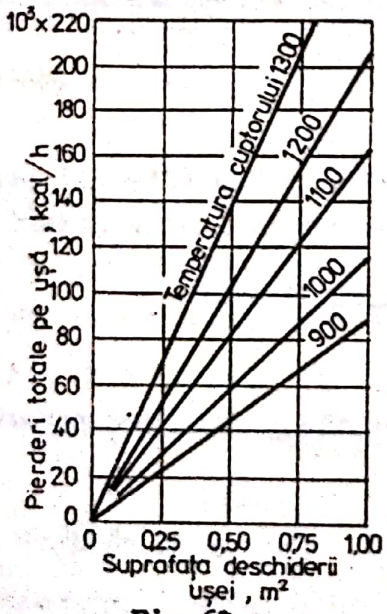


Fig.61

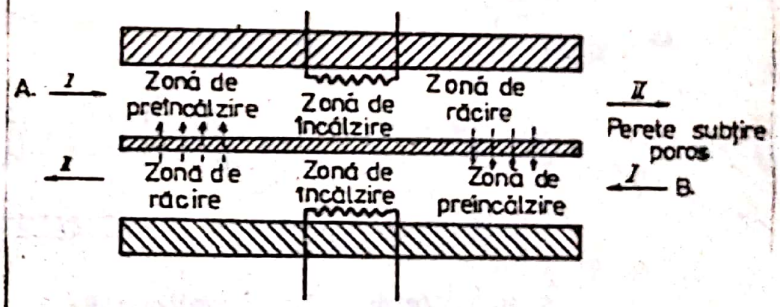


Fig.62

In fig.62 se redă un mod de recuperare a căldurii prin utilizarea căldurii cedate în timpul răcirii produselor pentru preîncălzirea unui alt lot de produse într-un cuptor electric continuu.

Un alt caz tipic de preîncălzire a aerului este dat de construc-

ţia cuptoarelor electrice de tratament tip clopot (fig.63) cuptoare la care numai un post este pentru încălzire (2), iar celelalte două posturi (1) sînt pentru răcire, respectiv preîncălzire. Căldura cedată dintr-un post (1) de răcire este utilizată, prin vehicularea aerului cald cu un ventilator, pentru preîncălzirea altor produse.

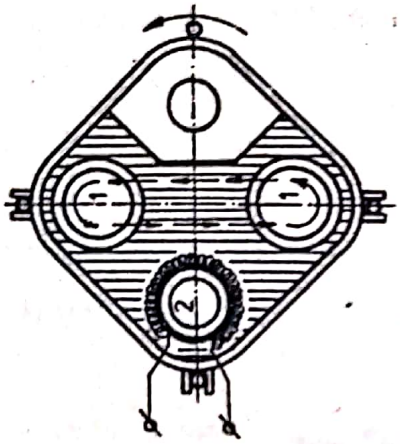


Fig.63

Cazul al doilea reprezintă principala sursă de recuperare a căldurii prin utilizarea unei bune părţi din conţinutul de căldură a gazelor arse.

Principalele procedee constructive de recuperare a căldurii din gazele de ardere sînt:

- reutilizarea căldurii pentru încălzirea cazanelor de abur (fig.64);
- reutilizarea căldurii în cuptoare cu cameră de preîncălzire (fig.65);
- reutilizarea căldurii în cuptoarele cu cameră dublă (fig.66)
- reutilizarea căldurii în cuptoarele cu propulsie în contracurent (fig.67);
- reutilizarea căldurii în cuptoarele cu vatră rotativă (fig.68);

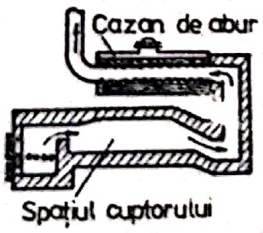


Fig.64

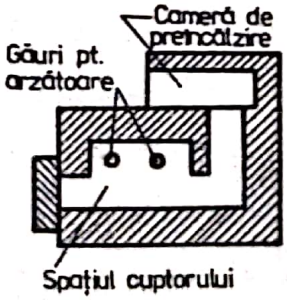


Fig.65

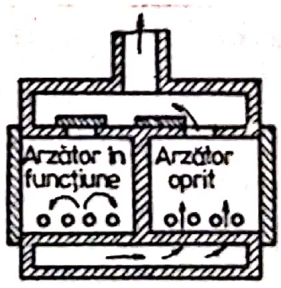
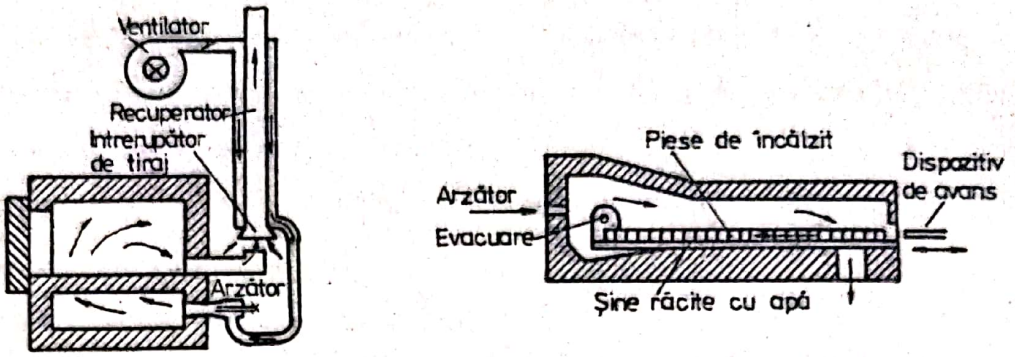


Fig.66

Scanned with OKEN Scanner



a b

Fig.67

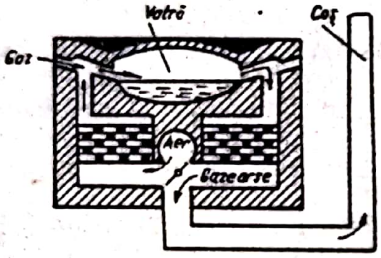


Fig.68

Din punct de vedere constructiv, instalaţiile de recuperare a căldurii gazelor arse pot fi:

recuperatoare - cazul cînd gazele calde eliminate din cuptorul industrial sînt utilizate direct pentru preîncălzirea aerului sau a gazului combustibil în mod continuu;

regeneratoare - cazul cînd gazele arse cedează căldura înmagazinată unor zidării ceramice refractare care la rîndul ei va ceda căldura înmagazinată.

De remarcat că instalaţii de recuperare a căldurii se construiesc la cuptoarele industriale funcţie de un bilanţ al preţurilor de cost, deoarece în anumite cazuri, cu toate avantajele descrise anterior, nu este rentabilă construirea unor asemenea instalaţii.

Totodată trebuie ţinut cont de cîştigul posibil de energie calorică funcţie de tipul de combustibil utilizat la încălzirea cuptoarelor .

In prezent principalul material din care sînt confecţionate recuperatoarele de căldură este oţelul refractar care înlocuieşte materialele ceramice datorită unor avantaje cum sînt:

- posibilitatea utilizării la presiuni ridicate;
- etanşietăţi optime;

- transfer de căldură mai bun;
- greutate redusă;
- acumulare mică de căldură în pereţi;
- posibilitatea construcţiei de recuperatoare la cuptoarele industriale cu funcţionare discontinuă.

Oţelul refractar prezintă însă şi o serie de dezavantaje în raport cu materialele ceramice, dezavantaje ca:

- limitarea la anumite valori maxime a temperaturii gazelor arse;
- imposibilitatea preîncălzirii aerului la temperaturi ridicate şi foarte ridicate.

Comparativ, caracteristicile de funcţionare ale recuperatoarelor metalice şi ceramice sînt date în tabelul Nr.39.

Tabel Nr.39

Caracteristici	Simplu în eşicher	Stali proiect	Gard	Simplu în eşicher	Stali proiect	Gard
	a = 60 mm			a = 80 mm		
Suprafaţa de încălzire pe 1 m^3 grilaj	20,03	13,8	14,0	18,1	13,3	12,6
Volumul de cărămidă în t/m^3, grătar, m^2	0,52	0,66	0,44	0,45	0,57	0,40
Greutatea cărămizii pentru 1 m^3 suprafaţă de încălzire în Kg.	46	86	57	45	78	57
Rezistenţa opusă de 1 m grilaj la 0°C şi V = 1,0 $m^3/s \cdot mm$ coloană de apă.	0,42	0,37	0,20	0,40	0,37	0,17

De menţionat că recuperatoarele din materiale ceramice se amplasează numai sub cuptoarele industriale , ocupînd un spaţiu foarte mare şi necesitînd canale orizontale foarte mari, utilizîndu-se în practică în special la cuptoarele metalurgice de elaborare, la cuptoarele pentru încălzit ţagle de oţel în vederea laminării şi la cuptoarele adînci.

O clasificare generală a recuperatoarelor poate fi făcută după următoarea schemă:

Scanned with OKEN Scanner

- recuperator
  - Modul de transmisie al căldurii
    - convective (⩾80 % din căldură prin convecţie)
      - tip Gefi fig.74
      - tip Schack fig.71
    - radiaţie
      - tip Schack fig.72
      - cu coroană de ţevi de oţel fig.73
  - Materialul principal de construcţie
    - metalice (cu una sau mai multe treceri ale gazelor)
      - cu ţevi netede de oţel
      - din plăci
      - cu proeminenţe aciculare
      - termobloc
    - ceramice
      - tip Amco - IMAG fig.69
      - tip-Otto fig.70

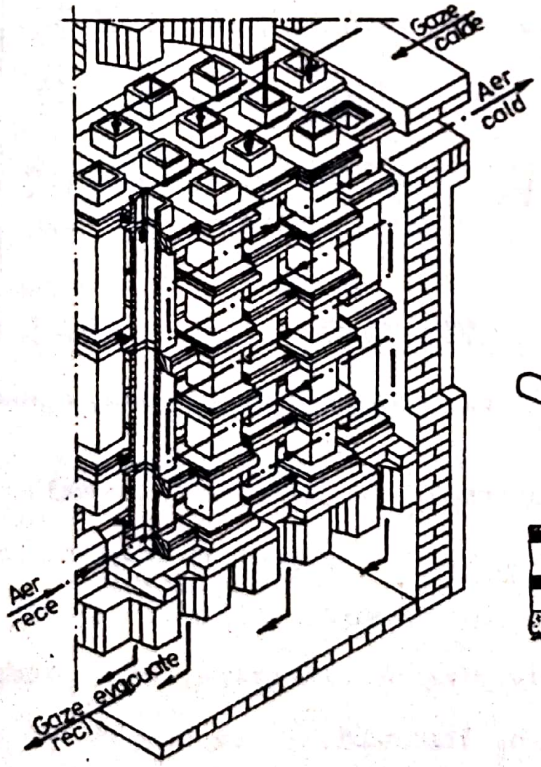


Fig.69

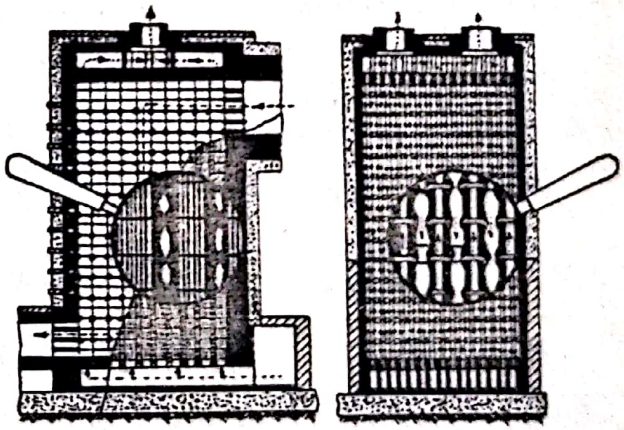


Fig.70

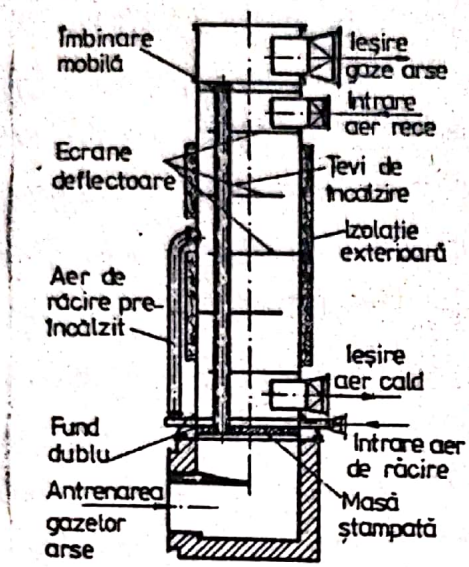


Fig.71

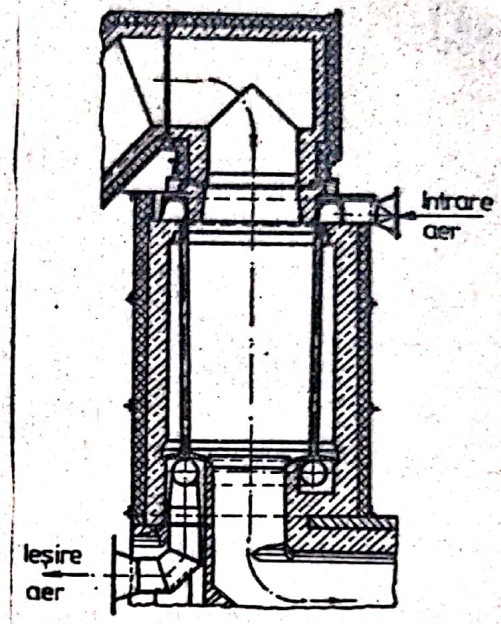
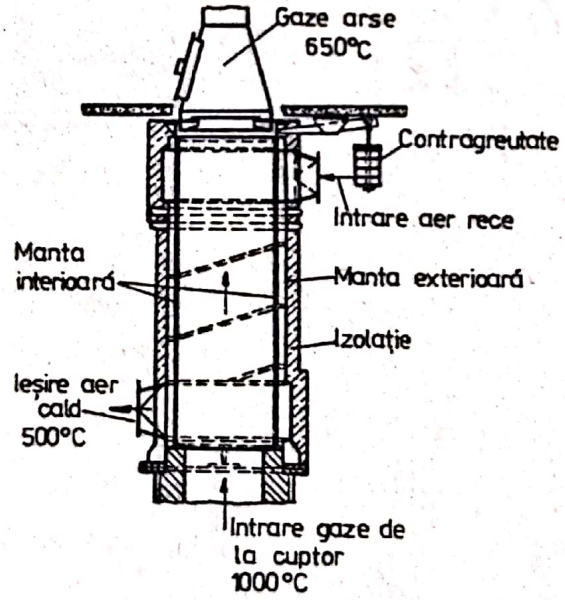
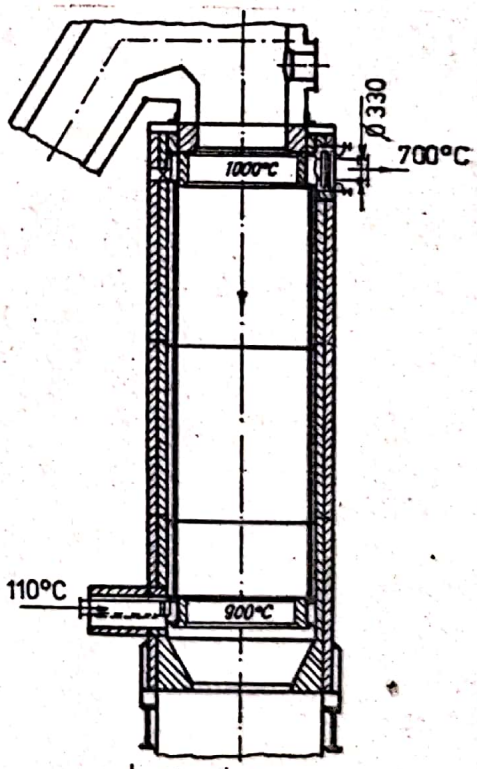


Fig.73



a. Cu tub mare interior



b. Tip clasic

Fig.72

Recuperatoarele ceramice (fig.69, 70) prezintă avantajul că oricît de mare ar fi temperatura gazelor arse, temperatura la care se poate încălzi aerul este numai cu 200°C mai mică decît a gazelor.

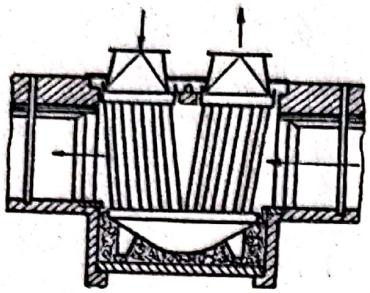


Fig.74

In recuperatorul tip Amco-IMAG (fig.69) gazele arse sînt conduse prin conducte verticale care se pot curăţa uşor iar aerul este vehiculat de dinafară în curent încrucişat.

In ţara noastră sînt des utilizate recuperatoarele tubulare din carboşamotă (fig.75) în care gazele de ardere circulă de sus în jos prin interiorul unor tuburi de secţiune octaedrică asamblate din bucăţi lungi de 300-400 mm, care sînt dispuse în eşicher.

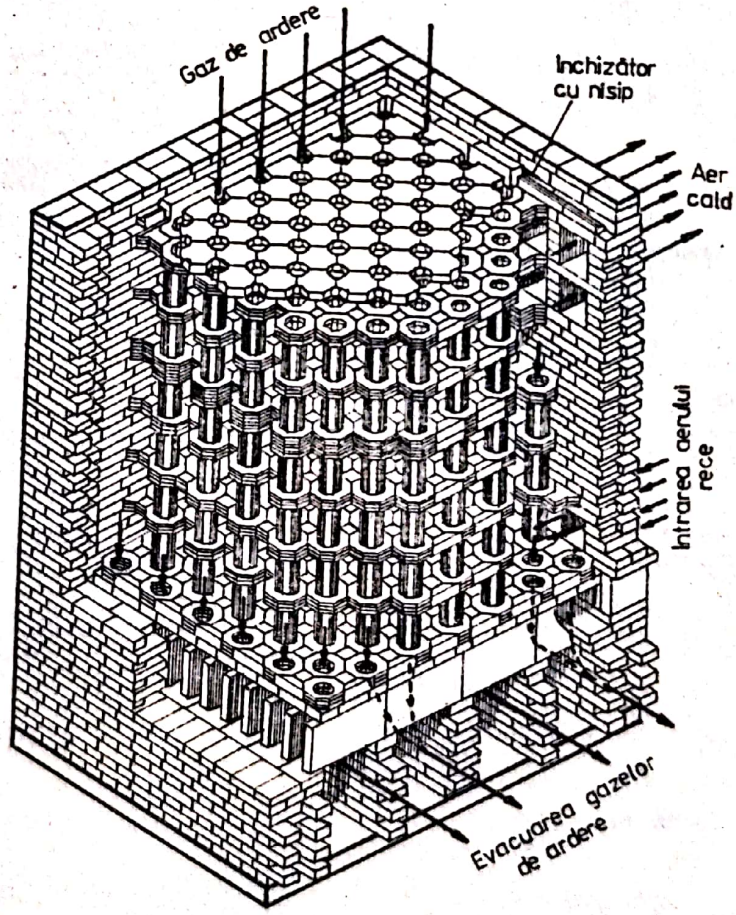


Fig.75

Cele două fluide circulă în schema contracurent-curent încrucişat (viteza aerului 1-2 m/s, viteza gazelor de ardere 0,7-1 m/s, temperatura gazelor de ardere 1000 - 1400°C, temperatura de preîncălzire a aerului de maxim 850-950°C).

Recuperatoarele de metal convective la care aerul trece prin ţevi de oţel (fig.74) gazele de ardere trec prin spaţiul din jurul tuburilor. In cazul recuperatoarelor convective cu circulaţia gazelor de ardere prin interiorul ţevilor netede de oţel, (fig.76) aerul circulă perpendicular pe direcţia de mişcare a gazelor de ardere după schema contracurent-curent încrucişat.

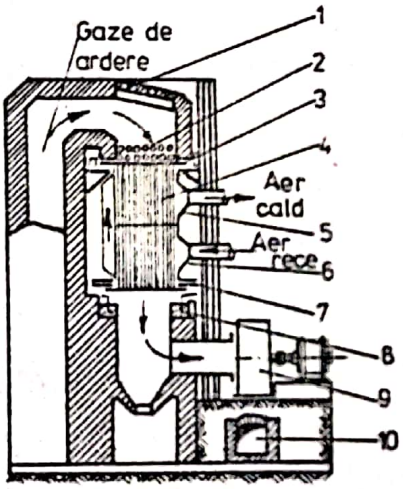


Fig.76 1.-gură de vizitare; 2.-secţiune de protecţie; 3.-placă tubulară superioară; 4.-ţevile recuperatorului; 5. - cutia de evacuare a aerului cald; 6. - cutia de admisie a aerului rece; 7. - compensator de dilataţia; 8. - dispozitiv de etanşare 9. - exhaustor; 10. - canal de ocolire al recuperatorului

In cazul recuperatorului metalic convectiv tip Schack (fig.71) gazele arse trec tot prin ţevi în timp ce aerul trece prin spaţiul dintre coloane.

Pentru protecţia contra încălzirilor excesive placa de bază a fascicolului de tuburi se va ştampa cu material izolator.

Tipurile de recuperatoare prezentate precum şi recuperatoarele executate din elemente de fontă cu proeminenţe aciculare de formă aerodinamică pot fi considerate de tip convectiv. Proeminenţele, care pot fi situate pe suprafaţa interioară, în contact cu aerul preîncălzit şi pe suprafaţa exterioară, în contact cu gazele de ardere, pe lîngă faptul că măresc suprafaţa de încălzire, măresc turbulenţa fluidelor gazoase îmbunătăţind sensibil condiţiile de schimb de căldură. Elementele de fontă sînt prevăzute cu flanşe la cele două capete, flanşe prin inter-

Scanned with OKEN Scanner

mediul cărora se realizează asamblarea la cutiile de admisie şi evacuare ale aerului. De menţionat faptul că elementele de recuperator cu proeminenţe aciculare în formă de picătură sînt tipizate astfel:

- elementele cu proeminenţe aşezate la intervale de 17,5 mm (tip 17,5) sînt pentru cuptoare ce funcţionează cu combustibili de tipul gazelor naturale, gaze de generator epurate, păcură, etc.;

- elementele cu proeminenţe aciculare aşezate la intervale de 28 mm (tip 28) sînt pentru cuptoarele industriale ce funcţionează cu combustibil de tipul gazelor de gazogen neepurate şi combustibili solizi cu cenuşă relativ scăzută;

- elementele fără proeminenţe aciculare în exterior sînt pentru cuptoarele industriale ce funcţionează cu combustibili neepuraţi şi atunci cînd există pericolul formării de cruste dure solide.

Caracteristicile dimensionale ale unor elemente de recuperator cu proeminenţe aciculare sînt date în tabelul nr.40.

Caracteristicile geometrice ale proeminenţelor aciculare sînt redate în fig.77 precum şi aşezarea proeminenţelor aciculare pe suprafeţele de încălzire la recuperatoarele de tipul 17,5 şi 28 (fig.78) pentru: a - pentru suprafaţa interioară; b, c - pentru suprafaţa exterioară.

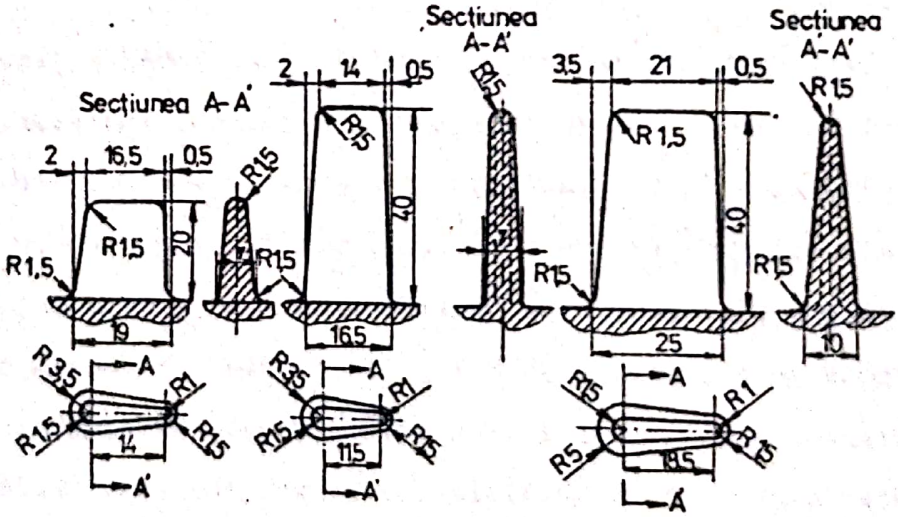


Fig.77

Tabel Nr.40

Caracteristicile dimensionale ale unor elemente de recuperator cu proeminenţe aciculare

Caracteristica	Tipul „17,5C"	Tipul „17,5"				Tipul „28"				Fără proeminenţe în exterior			
Lungimea ţevii (mm)	1395	880	1135	1385	1640	880	1135	1385	1640	880	1135	1385	1640
Secţiunea de trecere a aerului (m^2)	0,058	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008
Nr.de proemnineţe de pe partea în contact cu aerul	1376	636	852	1068	1284	636	852	1068	1284	636	852	1068	1284
Secţiunea de trecere a gazelor de ardere	0,125	0,060	0,080	0,100	0,120	0,070	0,092	0,114	0,136	0,042	0,055	0,067	0,080
Nr. proeminenţelor de pe partea gazelor de ardere	976	558	740	922	1118	298	396	496	594	-	-	-	-
Suprafaţa spălată de aer (m^2)	1,44	0,83	1,12	1,41	1,70	0,83	1,12	1,41	1,70	0,83	1,12	1,41	1,70
Suprafaţa spălată de gaze (m^2)	2,16	1,34	1,81	2,27	2,64	0,95	1,26	1,60	1,90	0,40	0,53	0,66	0,79
Suprafaţa convenţională de încălzire ca care se referă coef.K, (m^2)	0,357	0,25	0,33	0,425	0,50	0,25	0,33	0,425	0,50	0,25	0,33	0,425	0,50
Greutatea tubului (Kg)	88	45	55	66	80	41	52	63	76	31	39	47	55
Lungimea tubului între flanşe, (mm)	1295	790	1045	1295	1550	790	1045	1295	550	790	1045	1295	1550

Scanned with OKEN Scanner

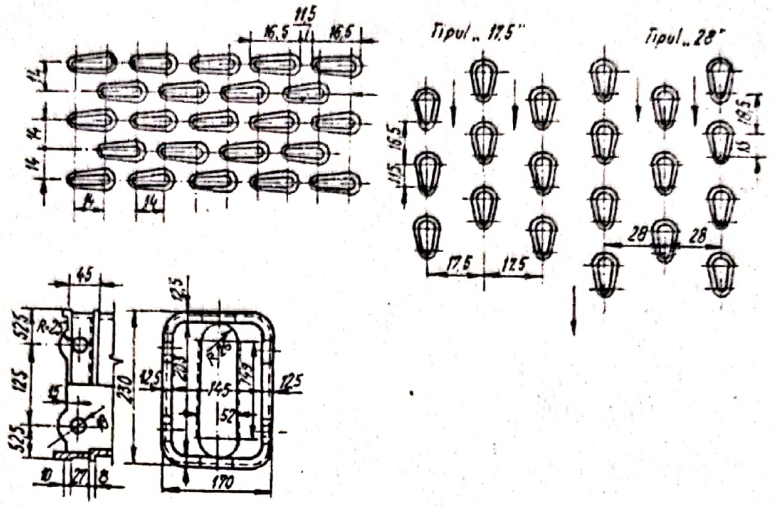


Fig.78

Principalele recuperatoare convective aciculare se construiesc cu două trepte ca în fig.79, şi opt elemente, recuperatoare ce asigură preîncălzirea aerului pînă la 350-400°C pentru o temperatură a gazelor arse de 700 - 750°C. In cazul cînd preîncălzirea aerului este de numai 200 - 250°C, se utilizează recuperatoare cu o singură trecere.

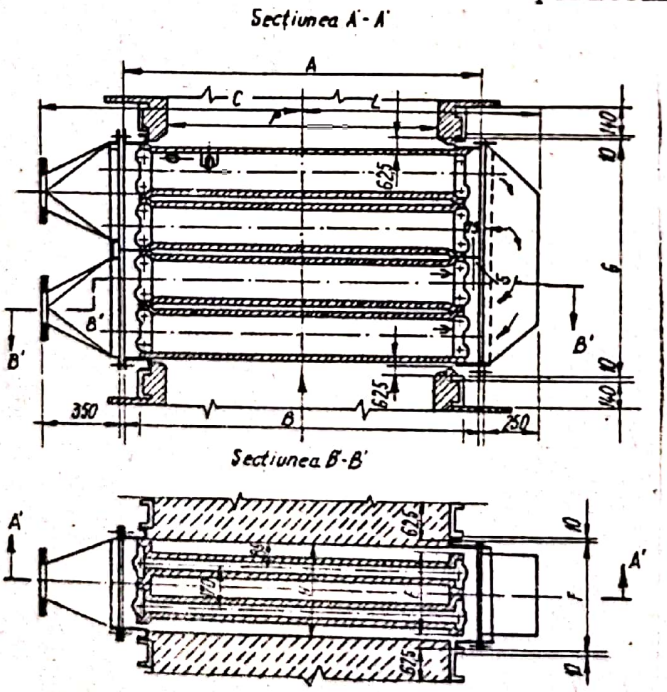


Fig.79

Recuperatoare de metal prin radiaţie

In aceste tipuri de recuperatoare densitatea fluxului termic maxim q_{max} = (58 - 93)·10³ W/m² este mult mai mare decît în cazul recuperatoarelor convective la care $q_{max.}$ = (14 - 19)·10³ W/m².

Cu ajutorul recuperatoarelor prin radiaţie, datorită utilizării în construcţia lor a oţelurilor refractare, aerul se poate preîncălzi pînă la temperaturi de 950 - 1100°C, pentru o temperatură a gazelor de ar-

dere de maxim 1650°C.

Din punct de vedere constructiv, în principiu sînt alcătuite din două tuburi metalice concentrice, de dimensiuni mari, tuburi legate elastic între ele prin compensatoare de dilataţii. Gazele de ardere trec

- prin interior în cazul încălzirii unilaterale;
- atît prin interior cît şi prin exterior în cazul încălzirii bilaterale.

În cazul recuperatoarelor prin radiaţie cu încălzire unilaterală (fig.80), grosimea tablei tuburilor este de 3-6 mm şi diametrul tubului interior variază între 0,6-1,6 mm. Distanţa dintre tuburi variază între 10 şi 70 mm. Pentru ghidarea curgerii aerului cu o viteză de 20 -30 m/s se utilizează o spirală sau nervuri(fig.81).

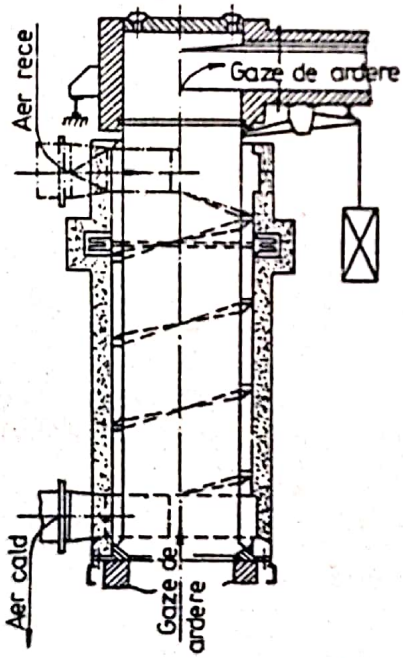


Fig.80

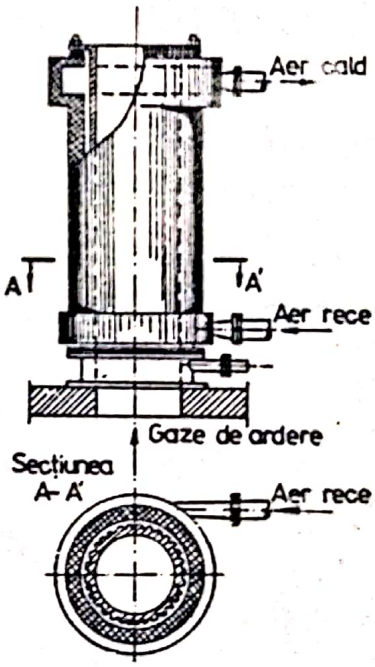


Fig.81

În cazul recuperatoarelor prin radiaţie cu încălzire bilaterală (fig.82), atît tubul interior cît şi tubul exterior constituie suprafeţe de încălzire care primesc densităţile fluxurilor termice q_1 respectiv q_2.

Principalul avantaj al acestor recuperatoare este gabaritul lor

redus. In marea majoritate a cazurilor recuperarea căldurii este incompletă şi din această cauză, pentru o recuperare cît mai completă se montează în serie un recuperator convectiv cu un recuperator prin radiaţie (fig.83).

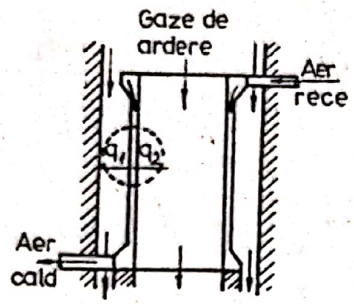


Fig.82

In acest caz recuperatorul din ţevi netede de oţel (2) preîncălzeşte aerul pînă la 300 - 400°C şi apoi este încălzit în continuare pînă la 600 - 700°C în recuperatorul prin radiaţie (1), (temperatura gazelor de ardere este de 1200 - 1250°C.

Pentru preîncălzirea combustibililor de tip gazos se pot utiliza recuperatoare tip colivie şi recuperatoare cu tuburi în spirală (fig. 84) (fiind etanşe), recuperatoare ce prezintă şi avantajul expunerii unor suprafeţe de schimb de căldură mare, evitînd totodată grosimea excesivă a tuburilor concentrice de tablă.

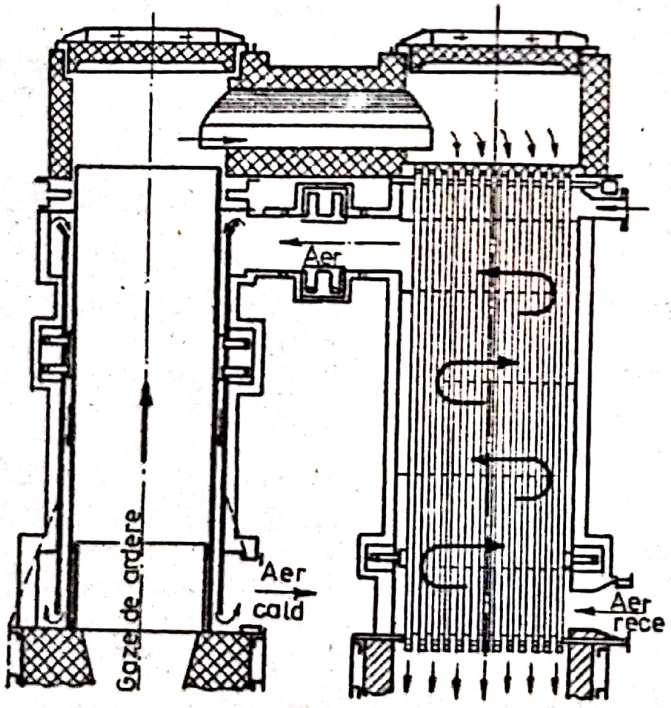


Fig.83

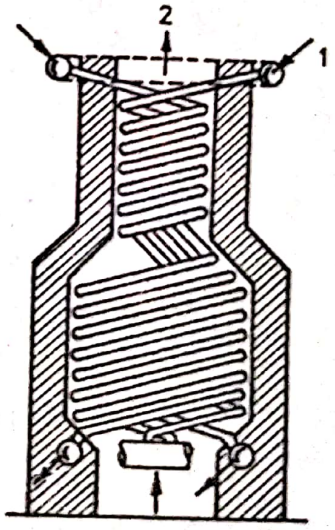


Fig.84

2.8.2. Comportarea în exploatare a recuperatoarelor metalice

Comportarea în exploatare este determinată în primul rînd de:

- natura combustibilului de preîncălzit;
- randamentul tipului de recuperator;
- tipul cuptorului utilizat
- tipul constructiv al recuperatoarelor.

Din punct de vedere al randamentelor recuperatoarelor, recuperatoarele cu radiaţie prezintă un randament inferior, deoarece radiaţia gazelor de ardere, sub 650°C, nu mai este decît foarte redusă.

Din punct de vedere constructiv însă, recuperatoarele cu radiaţie sînt mult mai simple.

Utilizarea optimă a lor este prin montajul în serie sau concentric a celor două tipuri de recuperatoare.

O comparaţie sistematică din punct de vedere al utilizării recuperatoarelor este dată în tabelul nr.41.

Tabel Nr.41

Comparaţie între comportarea în exploatare a recuperatoarelor de radiaţie şi de convecţie (după Trappe)

Elementul din exploatare	Conectarea recuperatorului	Recuperator de convecţie (RCo)	Recuperator de radiaţie (RRa)
Repartizarea temperaturilor gazelor arse a aerului şi a pereţilor în recup. pt.aceeaşi temp.max. a pereţilor şi aceeaşi capacitate	C.C. (contracurent)	Deosebiri neesenţiale	
	E.C. (echicurent)	Deosebiri neesenţiale	
Încărcarea pe suprafaţa de încălzire în aceleaşi condiţii de exploatare şi aceeaşi putere	C.C.	Mai mică decît la recuperatoare de radiaţie	Mai mare ca la rec de convecţie
	E.C.	Mai mare decît în contracurent şi mai mică decît la radiaţie în echicurent	Mai mare ca la contracurent şi mai mare ca la recup.d convecţie în contr. curent şi echicure
Temperatura aerului cald pentru debite variabile cu tem-	C.C.	Creştere mică la temp.aerului pentru debite mici de gaze	Creşterea temp.la debite mici, mai mare ca la recuperatorul convectiv

Tabel Nr.47
(Continuare)

Elementul din exploatare	Conectarea recuperatorului	Recuperator de convecţie (RCo)	Recuperator de radiaţie (RRa)
peratură constantă a gazelor la intr.	E.C.	Variaţii mici ale temperaturii aerului cu debitul	Ca la convecţie
Temperatura aerului cald pentru temperaturi variabile ale gazelor la intrare şi debit constant	C.C.	Randamentul temperaturilor aproape constant cînd debitul rămîne constant	Rand.temp.dependent de temp.gazelor la intrare,scade cu scăderea acesteitemp şi deci utilizare proastă a căldurii evacuate,cînd variază temp.gazelor
	E.C.	Ca la contracurent	Ca la C.C.;diferenţa faţă de cel convectiv este mai mare decît la C.C.
Temperatură maximă a pereţilor la debite variabile	C.C.	Creştere mică a temp.pereţilor la debite în scădere	Creştere sporită a temp.peretelui la debite reduse,faţă de cazul recuperatorului convectiv
	E.C.	La ieşire scădere mică a temperaturii, la intrare creştere mică a acesteia	La ieşire, ca la convecţie.La intrare creştere mai mare a temperaturii perete.
Sensibilitate la radiaţii de la canalul de gaze	-	Mare,dacă supraf. încălzitoare este normală pe direcţia radiaţiei dinspre canal	Mică,dacă supraf.este paralelă sau în unghi ascuţit faţă de radiaţia canalului de fum
Sensibilitate la îmbîcsire de la gazele cu conţinut mare de praf	-	Variabilă, după construcţia supraf. de încălzire în genere mai mare ca recuperat.de radiaţie din cauza canalelor de gaze mai strîmte	In general mai mică decît la recuperatoarele convective

2.8.3. Calculul recuperatoarelor (preîncălzitoarelor)

In cadrul proiectării recuperatoarelor trebuie calculate următoarele:

- suprafaţa de încălzire (O suprafaţă de încălzire minimă conduce la preţuri de cost scăzute);
- temperatura pereţilor (O tempertură redusă creşte durabilitatea utilajului);

- pierderile de presiune (Cu cît pierderile de presiune sînt ma mici, cu atît recuperatorul prezintă un randament mai bun);
- dimensionarea ventilatoarelor.

2.8.3.1. Calculul termic al recuperatoarelor

Cantitatea de căldură cedată de un curent de gaze arse de debit $V_g(m_N^3/h)$ ce provoacă scăderea temperaturii gazelor arse de la t_g' la t_g'' şi trece printr-un perete intermediar (metalic sau ceramic) spre o cantitate de aer (combustibil gazos) de debit $V_a(m_N^3/h)$ pentru a-i mări temperatura de la t_a' la t_a'' (^oC) suferă o pierdere de căldură prin pereţii recuperatorului (Q_p).

Utilizînd notaţiile:

c_g' - căldura specifică medie a gazelor ($Kcal/m_N^3 \cdot ^oC$) sau ($KJ/m_N^3 \cdot$ între 20^oC şi t_g;

c_g'' - căldura specifică medie a gazelor între 20^oC şi t_g'' în ($KJ/m_N^3 \cdot ^oC$);

c_a' - căldura specifică medie a aerului între 20^oC şi t_a' în ($Kcal/m_N^3 \cdot ^oC$) sau ($KJ/m_N^3 \cdot ^oC$);

c_a'' - căldura specifică medie a aerului între 20^oC şi t_a'' în ($KJ/m_N^3 \cdot ^oC$), putem scrie ecuaţia bilanţului termic:

$$Q = V_a(c_a''t_a'' - c_a't_a') + Q_p = V_g\,(c_g't_g' - c_g''t_g'')$$

Considerînd: $Q_p = 15\,\%\, V_g(c_g' \cdot t_g' - c_g''t_g'')$ rezultă:

$$Q = \frac{1}{0,85} \cdot V_a\,(c_a''t_a'' - c_a't_a') = V_g\,(c_g't_g' - c_g''t_g'').$$

In acelaşi timp: $Q = F \cdot K \cdot \Delta t_m$ unde:

F - suprafaţa peretelui de separaţie (m^2);

K - coeficient de transfer de căldură ($Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^oC$); ($W/m^2 \cdot ^oC$);

Δt_m - diferenţa medie de temperatură între gaz şi aer:

-pentru echicurent:

$$\Delta t_m = \frac{t_g' - t_a' - (t_g'' - t_a'')}{\ln \frac{t_g' - t_a'}{t_g'' - t_a''}}$$

-pentru contracurent:

$$\Delta t_m = \frac{(t'_g - t''_a) - (t''_g - t'_a)}{\ln \frac{t'_g - t''_a}{t''_g - t'_a}}$$

CAP.III.HIDRAULICA CUPTOARELOR SI A SISTEMELOR DE EVACUARE A GAZELOR

In cadrul acestui capitol se tratează circulaţia gazelor în cuptoarele industriale şi totdată variaţia presiunii gazelor aflate în mişcare.

Cunoaşterea repartiţiei presiunilor permite plasarea, diferitelor orificii din peretele cuptoarelor în aşa fel încît schimbul de gaze cu exteriorul să fie minim.

Pentru a putea determina circulaţia şi presiunea gazelor trebuie lămurite cîteva noţiuni de bază şi anume:

- Greutatea specifică (γ), în condiţii normale a unui gaz este greutatea exprimată în Newtoni (N) a unui metru cub normal (m_N^3);
- Densitatea (ρ) reprezintă masa exprimată în Kg a unui m_N^3 de gaz.

Prin condiţii normale se defineşte: temperatura de 0^oC şi presiunea de 760 mm Hg.

In funcţie de greutatea moleculară, M, a gazului respectiv, γ_o, se poate exprima după relaţia:

$$\gamma_o = \frac{M}{22,4} \qquad (daN/m_N^3)$$

Adeseori în tehnica gazelor se utilizează raportul densităţilor (densitatea relativă) ca mărime de exprimare a densităţii unui anumit gaz. Această valoare este rezultată în urma raportului dintre densitatea gazului respectiv şi densitatea aerului (tabelul nr.42).

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.42

Raportul densităţilor gazelor tehnice

Felul gazului	Puterea calorifică		Densitatea gazului, Kg/m^3_N	Raportul densităţii, (aer = 1)
	$Kcal/m^3_N;H_s$	$Kcal/m^3;H_i$		
Gaz de cocserie	4600	4100	0,505	0,39
Gaz de oraş	4300	3870	0,61	0,47
Gaz de apă	2700	2450	0,71	0,55
Gaz de generator din cocs	1200	1150	1,16	0,90
Gaz de furnal	960	950	1,274	0,985
Metan	8700	7800	0,80	0,62
Propan	24320	22350	1,95	1,56
Butan	31530	29550	2,66	2,09

3.1.Principii de bază a hidraulicii cuptoarelor industriale

Curgerea unui gaz este supusă următoarelor trei legi fundamentale bine cunoscute:

1. - Legea conservării masei;

2. - Legea conservării energiei;

3. - Teoria impulsului Σ m•w = constant.

Totodată se consideră gazul ca un fluid incompresibil consideraţie ce uşurează mult determinarea legilor curgerii gazelor. Această consideraţie este foarte aproape de realitate atît timp cît se menţin presiuni reduse.

In cazul curgerii gazelor şi lichidelor avem două cazuri diferite:

- curgere în regim laminar;

- curgere în regim turbulent.

Cazul curgerii în regim laminar este caracteristic pentru viteze mici şi canale înguste, deoarece în apropierea pereţilor se formează un strat limită de gaz.

Pentru curgerea laminară în conducte şi canale, Poiseuille a stabilit următoarea formulă:

$$h = \frac{32\eta w \cdot l}{d^2} \qquad (daN/m^2)$$

în care:

h - diferenţa de presiune (daN/m^2) între 2 secţiuni situate la o distanţă l (mm);

w - viteza, în (m/s);

d - diametrul tubului (m);

η - vîscozitatea dinamică ($daN \cdot s/m^2$).

De remarcat că viteza de curgere este proporţională cu diferenţa de presiune între începutul şi sfîrşitul canalului de lungime l.

In cazul cînd în tuburi şi canale are loc o creştere a vitezei, regimul laminar se transformă în regim turbulent caz în care particolele nu se mai deplasează numai în direcţia de curgere, ci în direcţie transversală.

Stabilirea caracterului laminar sau turbulent al unei curgeri se face prin intermediul criteriului Reynolds (Re). Aceasta reprezintă un număr adimensional şi se determină cu formula:

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{g \eta}$$ unde:

w - viteza (m/s);

d - diametrul tubului (m);

γ - greutatea specifică a mediului de curgere, (daN/m^3);

η - vîscozitate dinamică ($daN \cdot s/m^2$);

g - acceleraţia gravitaţională.

Pentru: $Re < 2320$ - curgere stabil laminară;

$Re > 3000$ - curgere turbulentă.

Pentru viteza critică ($w_{crt.}$) se înţelege viteza ce corespunde unui număr Re = 2320;

$$w_{crt.} = \frac{22800}{d \cdot \gamma} \cdot \eta \qquad (m/s)$$

Cu cît curgerea este mai turbulentă cu atît transferul de căldură este mai puternic.

Pentru mărirea turbulenţei se poate utiliza, cu bune rezultate,

Scanned with OKEN Scanner

efectul Coandă, adică se foloseşte fenomenul "lipirii" curentului de aer de o suprafaţă, curgerea putînd fi transferată pe alt perete prin proiectarea unui slab "jet de aer semnal" în direcţie normală pe curentul principal.

3.2.Vîscozitatea

Vîscozitatea dinamică apare în formula lui Poiseulle şi în cifra lui Reynolds.

La curgerea laminară straturile de fluid alunecă unul pe lîngă celălalt şi este necesară o forţă pentru a învinge frecarea interioară sau vîscozitatea.

Pentru scopuri ştiinţifice se foloseşte ca unitate pentru vîscozitate, Poise (P) ($dyn \cdot s/cm^2$) şi în ($daN \cdot s/m^2$).

Intre vîscozitatea dinamică şi cinematică este relaţia:

$$\vartheta = \frac{\eta}{\rho} \qquad (m^2/s)$$

Pentru determinarea vîscozităţii dinamice a gazelor la o anumită temperatură se poate utiliza următoarea relaţie:

$$\eta_t = \eta_0 \frac{1 + \frac{c}{273}}{1 + \frac{c}{273+t}} \cdot \sqrt{\frac{273 + t}{273}}$$

unde: t - temperatura (^oC);

η_o - vîscozitatea dinamică ($daN/s/m^2$) la 0^oC;

c - constanta gazului respectiv (tabelul nr.43).

Tabel Nr.43

Gaz	Vîscozitatea dinamică la 0^oC, în $Kgf \cdot s/m^2$	c
Oxigen	$1,964 \cdot 10^{-6}$	131
Azot	$1,706 \cdot 10^{-6}$	112
Aer	$1,753 \cdot 10^{-6}$	122
Bioxid de carbon	$1,407 \cdot 10^{-6}$	266
Vapori de apă	$0,833 \cdot 10^{-6}$	699
Oxid de carbon	$1,688 \cdot 10^{-6}$	104
Hidrogen	$0,8645 \cdot 10^{-6}$	81,7

Scanned with OKEN Scanner

In cazul lichidelor, vîscozitatea scade odată cu creşterea temperaturii şi este dată de obicei în "grade Engler". Scăderea vîscozităţii odată ce creşterea temperaturii se explică prin scăderea forţelor de coeziune dintre molecule ceea ce conduce la micşorarea frecării interne.

3.3. Permeabilitatea gazelor

In corelaţie cu proprietăţile materialelor refractare, în cazul zidăriilor poroase se poate utiliza pentru permeabilitate la gaze relaţia:

$$V = \frac{K \cdot h}{S}$$

unde: V- volumul gazelor ce trece printr-un perete de 1 m^2 şi de grosime S (m);

h - diferenţa de presiune dintre pereţi (mm H_2O);

K = 0,01 - 0,2 coeficient în funcţie de porozitatea zidăriei;

Dezavantajul acestei relaţii constă în aceea că nu scoate în evidenţă corelaţia permeabilităţii gazelor cu vîscozitatea şi temperatura. Din această cauză a fost introdusă noţiunea de permeabilitate specifică (D_s) a unui perete străpuns de canale capilare circulare determinată astfel:

$$V = w \cdot n \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad ; \qquad h = \frac{32 \cdot \eta \cdot w \cdot l}{d^2}$$ unde:

V - volumul gazelor;

w - viteza gazelor;

n - numărul de canale capilare;

d - diametrul canalelor capilare; (cm);

h - diferenţa de presiune între pereţi (dyn/cm^2);

η - vîscozitatea dinamică (p);

l - lungimea canalului (cm);

Inlocuind pe (w) în prima relaţie, obţinem:

Scanned with OKEN Scanner

$$V = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot n}{128} \cdot \frac{h}{\eta \cdot l} \quad (cm^3/s)$$

în care notăm:

$$D_s = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot n}{128} \quad (Perm.)$$

In cazul general nu se cunosc valorile lui d şi n . In acest caz se scoate valoarea lui D_s din expresia lui V:

$$V = D_s \cdot \frac{h}{\eta \cdot l} \quad \text{de unde:}$$

$$D_s = \frac{V \cdot \eta \cdot l}{h} \quad (Perm.)$$

"Perm" reprezintă: "Un corp poros prin care în timp de o secundă trece un cm^3 gaz, cu o vîscozitate de 1 poise producînd o scădere de presiune de 1 dyn/cm^2 printr-o secţiune de 1 cm^2".

3.4.Ecuaţiile curgerii gazelor

Se consideră gazul drept un fluid incompresibil şi deci volumul de gaz ce trece în unitatea de timp printr-o anumită secţiune este constant:

$$f_1 w_1 = f_2 w_2 \quad \text{în care:}$$

f_1, f_2 - suprafeţele secţiunilor (fig.85)

w_1, w_2 - viteza medie de curgere.

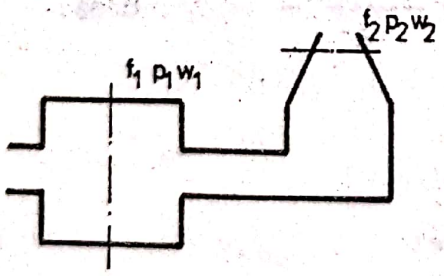


fig.85

Se poate aplica ecuaţia lui Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} = \text{const.} \quad \text{unde:}$$

P_1 - presiunea (daN/m^2);

γ - greutatea specifică a gazului la temperatura respectivă (daN/m^3);

g - acceleraţia gravitaţională, $g = 9{,}81\ m/s^2$.

Ecuaţia se poate aplica în cazul cînd nu apare transfer de căldură şi se consideră frecările neglijabile.

Scanned with OKEN Scanner

In cazul curgerii în tuburi orizontale :

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \cdot \gamma \text{ de unde:}$$

$$w_2 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (p_1 - p_2) + w_1^2}$$

In cazul unei ciocniri complet neelastică, ciocnire în care caz ambele corpuri se mişcă după ciocnire cu aceeaşi viteză(de exemplu aerul şi gazul), conform teoremei impulsului avem:

$$m_1 w_1 + m_2 w_2 = (m_1 + m_2) w'$$

In cazul cînd viteza iniţială a gazului absorbit este nulă ($w_2 = 0$), avem:

$$m_1 w_1 = (m_1 + m_2) w'$$

$$\boxed{w' = \frac{w_1}{1 + \frac{m_2}{m_1}}}$$

Pierderea de energie de mişcare se calculează astfel:

Pentru masa m_1: $m_1 \cdot \frac{w_1^2 - w'^2}{2}$

Pentru masa m_2: $m_2 \cdot \frac{0 - w'^2}{2}$

Pierderea totală de energie de mişcare va fi:

$$E_v = m_1 \cdot \frac{w_1^2 - w'^2}{2} - m_2 \frac{w'^2}{2 \; 2} \quad \text{sau:}$$

$$E_v = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} w_1^2$$

Pierderea de presiune în conducte şi canale de secţiune circu - lară este:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma$$

în care:

λ – coeficient de rezistenţă ce depinde de regimul de scurgere şi rugozitatea conductei sau canalului:

Scanned with OKEN Scanner

- pentru curgere laminară:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

- -pentru curgere turbulentă (Blasius):

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$$

Aceste valori sînt redate experimental în diagramele din fig.86 şi 87.

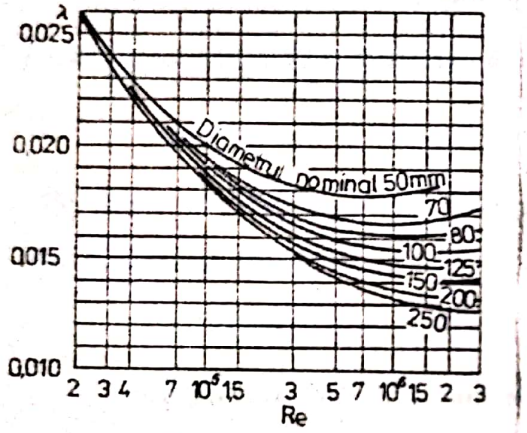


Fig.86

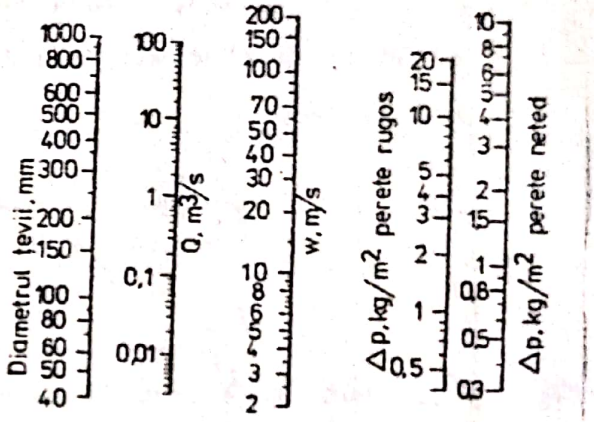


Fig.87

Inlocuind valoarea numărului lui Reynolds:

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g}$$ se obţine:

$$\Delta p = \frac{64 \cdot \eta \cdot g}{w \cdot d \cdot \gamma} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma = 32 \cdot \eta \cdot \frac{w \cdot l}{d^2}$$

Pentru canale înzidite se calculează cu o valoare dublă a lui iar în cazul conductelor de secţiune diferită de cea circulară se utilizează noţiunea de diametru echivalent sau diametru hidraulic (d_{ec}):

$$d_{ec} = \frac{4 \cdot \text{Suprafaţa secţiunii}}{\text{Perimetrul secţiunii}}$$

$$d_{ec} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \longrightarrow$$ pentru secţiuni dreptunghiulare

In cazul cînd dimensiunile canalului sau spaţiului se modifică în direcţia de curgere sau dacă curentul îşi schimbă direcţia, pe

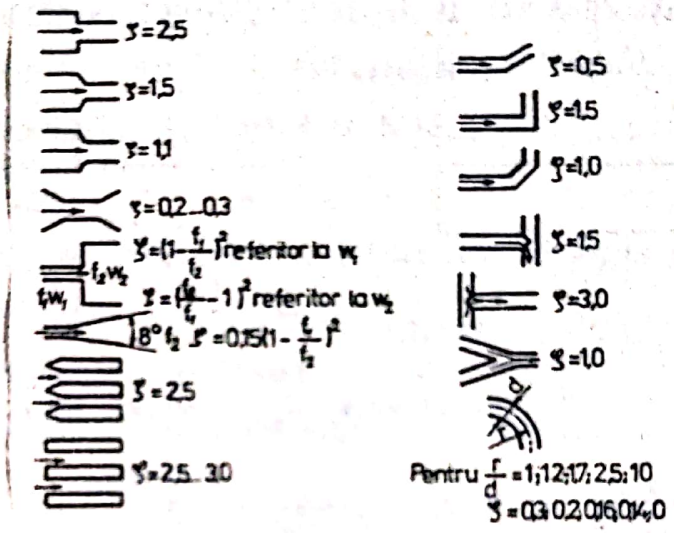
circuitul curgerii apar pierderi de presiune suplimentare

$$p = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \varphi_\xi \qquad \text{în care:}$$

φ_ξ - coeficient de rezistenţă hidraulic (tabelul nr.44)

Tabel Nr.44

Valorile coeficientului de rezistenţă ζ



Considerînd toate pierderile de presiune ce pot apărea, ecuaţia lui Bernoulli devine:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} + \Sigma \frac{w^2}{2g} \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \varphi_\xi \frac{w^2}{2g}$$

relaţie în care primul termen reprezintă energia curentului la intrarea în canalul de calculat.

Intr-o anumită secţiune a canalului calculat sau la capătul acestuia, mărimea energiei rămase a curentului este:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} - \Sigma \frac{w^2}{2g} \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d} - \Sigma \varphi_\xi \frac{w^2}{2g}$$

Această relaţie este valabilă pentru canale orizontale.

In cazul cînd canalele prezintă deviaţii laterale, la distanţe regulate, prin care se introduce gaz sau aer, pierderea de presiune se poate calcula cu relaţia:

Scanned with OKEN Scanner

$$\Delta p = \int \frac{\lambda\, dl}{d_{ec}} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma$$

Această relaţia se poate particulariza pentru două cazuri importante:

a. - Dimensiunile canalului pe parcursul curgerii, rămîn constante, iar viteza scade continuu (fig.88 a).

b. - Dimensiunile canalului se micşorează continuu în timp ce viteza rămîne constantă (fig.88.b.).

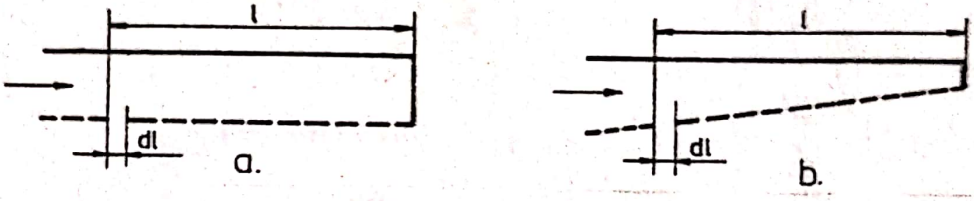


Fig.88

In primul caz (fig. 88 a) avem: d_{ec} = const. şi w = c·l:

$$\Delta p_1 = \int_{l_1}^{l_2} \frac{\lambda \cdot \gamma}{d_{ec} \cdot 2g} \cdot c^2 \cdot l^2 \cdot dl = \frac{\lambda \cdot \gamma}{d_{ec} \cdot 2g}\, c^2 \frac{l^3}{3} \Bigg|_{l_1}^{l_2}$$

Pentru capătul închis al canalului $l_2 = 0$.

In al doilea caz (fig.88 b) avem: $w_1 = w_2 = const.$ $d_{ec} = KVl$:

$$\Delta p_2 = \int_{l_1}^{l_2} \frac{\lambda w_1^2 \gamma}{2g} \cdot \frac{dl}{KVl} = \frac{\lambda w_1^2 \cdot \gamma}{2g} \cdot \frac{2}{KVl} \Bigg|_{l_1}^{l_2}$$

Din studiul celor două cazuri prezentate rezultă că la aceeaşi viteză de intrare w_1 şi aceeaşi dimensiune (d_{ec}) la începutul canalului, pierderile de presiune λp în cazul b sînt de 6 ori mai mari decît în cazul a.

3.4.1. Curgerea prin orificii datorită suprapresiunii

In cazul curgerii turbulente şi la presiune ridicată, greutatea (G) a gazului ce trece prin orificiu în unitatea de timp este dată de relaţia:

Scanned with OKEN Scanner

$$G = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{2g \cdot p_1 \cdot \gamma^{\ell} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}$$

Relaţia este valabilă deoarece se consideră că avem o destindere adiabatică:

α - coeficient de curgere a orificiului;

f - secţiunea orificiului (m^2);

p_1 - presiunea absolută înaintea orificiului (daN/m^2);

p_2 - presiunea absolută după orificiu (daN/m^2);

γ^{ℓ} - greutatea specifică a gazului (daN/m^3);

$n = c_p/c_v$.

In cazul curgerii prin orificii apar o serie de pierderi ce se pun în evidenţă prin coeficienţii:

α_w - coeficient de frcare;

α_k - coeficient de contracţie (aproximativ egal cu 1);

$$\alpha = \alpha_w \cdot \alpha_k$$

3.4.2. Curgerea gazelor între nivele diferite

In cazul general al curgerii cu diferenţe de nivel se consideră (fig.89):

- Pe o linie arbitrară OO, suprapresiunea p (daN/m^2);
- Pe o linie arbitrară I-I, suprapresiunea: $p - H_1 (\gamma^{\ell}_1 - \gamma^{\ell}_2)$ (daN/m^2);
- Pe o linie arbitrară II-II suprapresiunea: $p + H_2(\gamma^{\ell}_1 - \gamma^{\ell}_2)$ (daN/m^2).

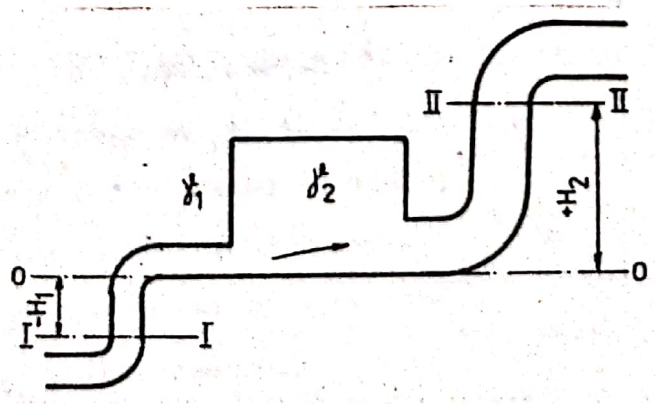


Fig.89 Cazul general al curgerii cu diferenţe de nivel

Dacă se consideră că în sistemul reprezentat în figură are loc o curgere atît în direcţie orizontală, cît şi verticală, atunci, dacă gazul este considerat ca un fluid incompresibil, formula generală pentru curgere este:

$$H_1\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}-1\right)+\frac{p_1}{\gamma_2}+\frac{w_1^2}{2g}=H_2\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}-1\right)+\frac{p_2}{\gamma_2}+\frac{w_2^2}{2g}+\sum\frac{w^2}{2g}\lambda\frac{l}{d}+-\sum\zeta\frac{w^2}{2g}\quad (m)$$

în cazul cînd nu este curgere: $w_1 = w_2$ şi:

$$\sum\frac{w^2}{2g}\cdot\lambda\cdot\frac{l}{d}=0$$

$$\sum\zeta\frac{w^2}{2g}=0$$

relaţia devine: $H_1(\gamma_1/\gamma_2-1)+\frac{p_1}{\gamma_2}=H_2(\gamma_1/\gamma_2-1)+\frac{p_2}{\gamma_2}$ din care

$$p_1-p_2=(H_2+H_1)\cdot(\gamma_1-\gamma_2).$$

Observaţie: H_1 este cu semn pozitiv deoarece H_1 este considerat negativ $(-H_1)$.

In concluzie rezultă că diferenţa de presiune I-I şi II-II este egală cu distanţa verticală între linii, înmulţită cu $(\gamma_1-\gamma_2)$.

In cazul unui cuptor în care spaţiul de lucru este umplut cu gaze de ardere calde (sau aer) cu greutatea volumetrică (γ_2) (N/m^3), la o înălţime arbitrară H (fig.90) suprapresiunea va fi:

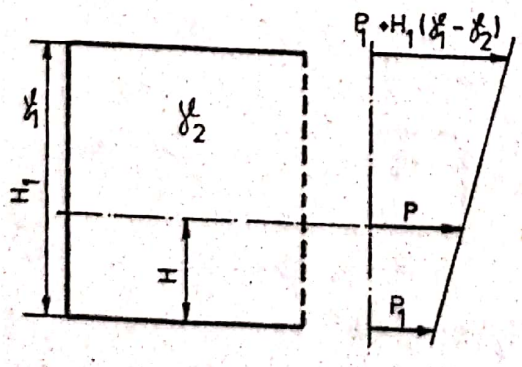


Fig.90

$$p=p_1+H(\gamma_1-\gamma_2).$$

De menţionat că stabilirea debitului de gaz de evacuare sau de aer, printr-un perete vertical găurit sau poros, se determină cu valoarea medie între presiunea de jos şi cea de sus.

Pentru reglarea curentului de gaze se pot utiliza:

Scanned with OKEN Scanner

- clapete de reglare şi ventile;
- ventilatoare centrifugale (radiale) de trei tipuri constructive
  - cu palete curbate înapoi;
  - cu palete radiale;
  - cu palete curbate înainte.

Ventilatoarele radiale cu palete curbate înapoi permit o intrare fără şocuri şi o ieşire a gazelor cu pierderi mici, avînd un randament mare, fiind cele mai economice.

- ventilatoare elicoidale (axiale); - aerul (gazul) este transportat în direcţia axei de rotaţie (axial), cu largă utilizare la cuptoarele industriale.

3.5. Forţa ascensională într-un spaţiu încălzit

Se consideră că spaţiul de lucru al unui cuptor industrial (fig. 91) este prevăzut numai la partea inferioară cu orificii şi este umplut cu gaze de evacuare (γ_2, t_2). La înălţimea vetrei cuptorului, unde gazele sînt în contact cu aerul (γ_1, t_1) se egalizează presiunile (suprapresiune nulă).

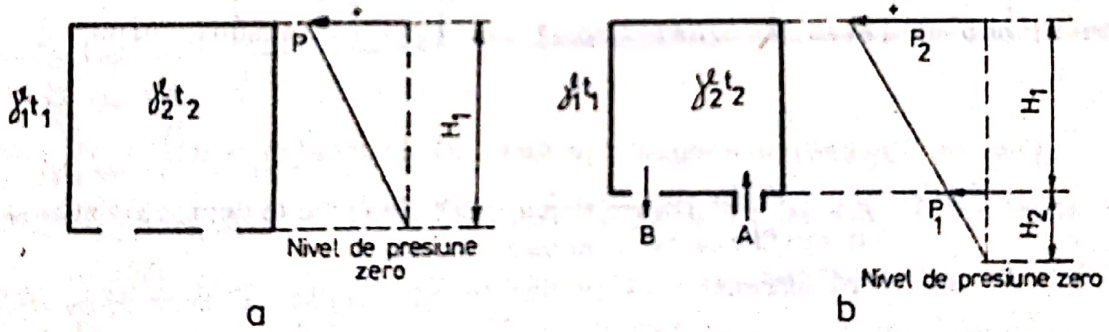


Fig.91 Repartiţia presiunii în spaţiul cuptorului cu orificii jos.
a - fără curent; b - cu curent

La, partea superioară, valoarea suprapresiunii este:

$$p = \left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273 + t_1} - \gamma_2 \cdot \frac{273}{273 + t_2}\right) H_1 \quad (daN/m^2)$$

In cazul cînd orificiul de intrare al gazelor de ardere are o formă specifică (fig.91 b) ce face ca gazele să poată părăsi cuptorul numai prin orificiul B prin intermediul unei suprapresiuni (p_1), suprapresiunea creată în partea superioară a cuptorului este:

Scanned with OKEN Scanner

$$p_2 = p + p_1$$

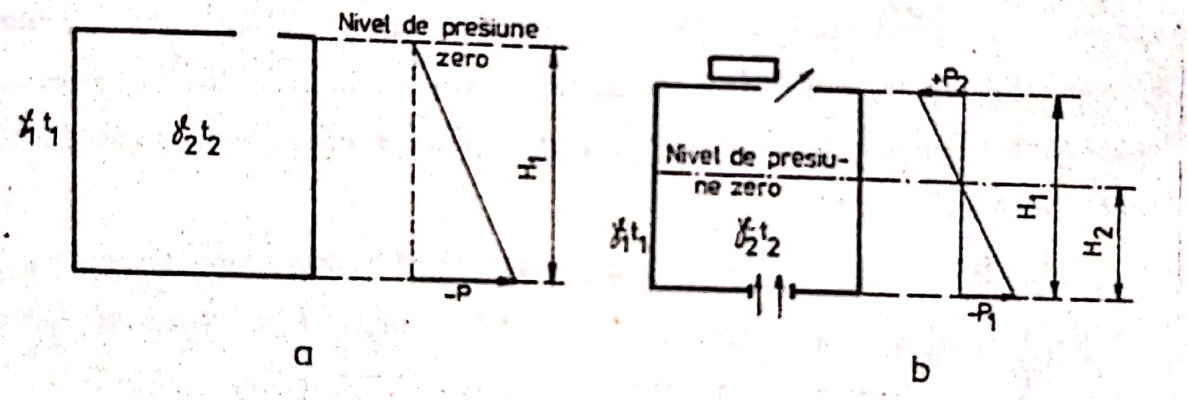
Linia de presiune O, în acest caz, va fi sub nivelul vetrei cuptorului, deci:

$$\frac{H_1 + H_2}{H_1} = \frac{p_2}{p_1} \qquad H_2 = H_1 \cdot \frac{p_1}{p_2 - p_1} (m) \text{ dar } p = p_2 - p_1$$

$$\boxed{H_2 = H_1 \frac{p_1}{p}} \quad (m)$$

In cazul cuptoarelor industriale prevăzute cu orificii de evacuare a gazelor în boltă (fig.92), linia de presiune zero este la boltă (fig.92a), deoarece aerul este în contact cu gazele din cuptor, iar suprapresiunea maximă (negativă) va fi la vatră:

$$p = - H_1 \left(\gamma_1 \frac{273}{273 + t_1} - \gamma_2 \frac{273}{273 + t_2} \right) \quad (daN/m^2)$$



a b

Fig.92 Repartiţia presiunii în spaţiul de ardere al cuptoarelor cu orificiu de evacuare în boltă:
a.- fără curent; b.- cu curent şi clapetă pentru gaze arse

In cazul utilizării unei clapete pentru reglarea evacuării gazelor (fig.92 b), este necesară o suprapresiune p_2 pozitivă pentru a împinge gazele de evacuare prin orificiu.

In acest caz: $p_1 = p + p_2$.

Poziţia liniei de presiune nulă rezultă din relaţia:

$$\frac{p_1}{H_2} = \frac{p}{H_1} \quad ; \qquad H_2 = \frac{p_1}{p} H_1 \quad (m) \quad \text{pentru:}$$

$p_2 = 0$; $p_1 = p$; şi $H_2 = H_1$;

De menţionat că în cazurile cînd linia de presiune nulă se află deasupra vetrei cuptoarelor, sub ea se creează o depresiune, sub influenţa căreia intră aer fals în cuptor, prin orificii sau interstiţii, aer ce micşorează randamentul cuptorului, gradientul de temperatură util al gazelor şi care poate avea o influenţă negativă asupra semifabricatelor.

Din aceste considerente, rezultă că este de dorit a se situa linia de nivel O la nivelul vetrei cuptorului, sau mai jos, prin amplasarea orificiilor de evacuare a gazelor, la partea de jos a spaţiului cuptorului (fig.93).

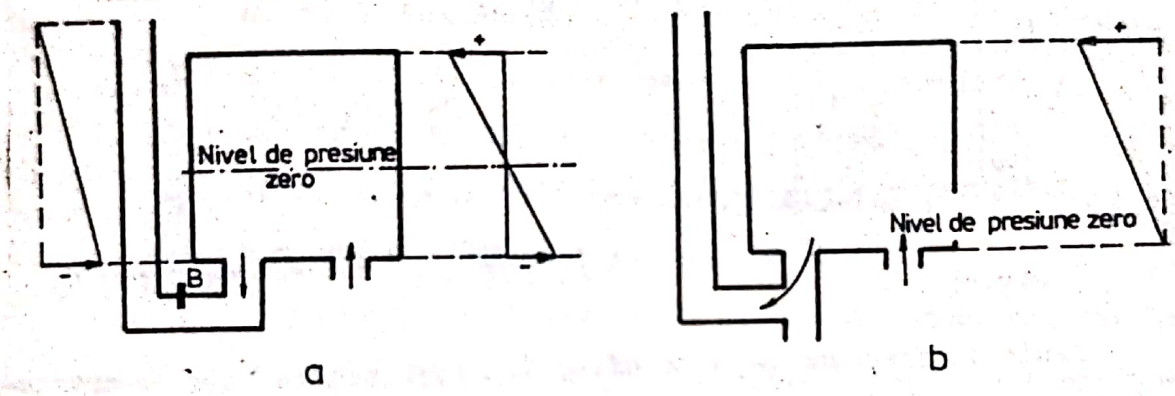


Fig.93 Cuptor cu orificii jos şi coş de evacuare . a - cu clapetă la coşul de fum; b - cu întrerupător de tiraj

In cazul cuptorului din fig.93 a, coşul alcătuieşte un spaţiu prin care trec gazele de evacuare calde şi care la partea de sus este în legătură liberă cu atmosfera. Datorită tirajului (depresiunii) dat de relaţia:

$$p = \left(\gamma_i \frac{273}{273 + t_1} - \gamma_2 \cdot \frac{273}{273 + t_2}\right) H_1$$

se produce o depresiune şi la orificiul de intrare, adică în cuptor pe vatră. Prin intermediul clapetei de reglare (B) din canalul de evacuare se poate regla astfel încît linia de presiune O să coboare pînă pe vatra cuptorului sau chiar mai jos. In genere însă trebuie să menţionăm că reglarea prin intermediul clapetei de reglare nu se efectuează în practică fapt ce conduce la diminuarea randamentului cuptorului şi totodată la un consum excesiv de combustibil.

Prin utilizarea soluţiei constructive din fig.93 b, prin interme

Scanned with OKEN Scanner

diul unui orificiu pus în legătură directă cu aerul exterior, se poate regla automat presiunea din cuptor astfel încît linia de presiune nulă să fie la vatră. Dezavantajul acestei soluţii constă în diminuarea temperaturii gazelor de evacuare din coş şi a forţei ascensionale.

O soluţie constructivă utilă este executarea cuptoarelor cu spaţiul de ardere amplasat jos şi cu orificii de evacuare jos (fig.94) prin prelungirea spaţiului cuptorului în jos astfel încît:

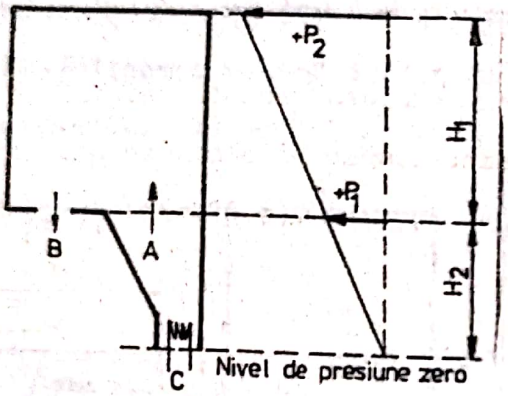


Fig.94

$$H_2 = H_1 \frac{p_1}{p}$$

în care:

$$p_2 = p_1 + p$$

şi:

$$p = \left(\gamma_1 \frac{273}{273 + t_1} - \gamma_2 \frac{273}{273 + t_2}\right) H_2$$

Linia de presiune nulă se află, în acest caz la nivelul arzătorului (c).

3.5.1. Folosirea forţei ascensionale la recircularea gazelor

Uniformizarea temperaturii incintei de lucru se poate realiza prin recircularea gazelor şi omogenizarea acestora.

Acest lucru se poate realiza prin utilizarea efectului de impuls al gazelor calde, ieşite din arzător, efect amplificat prin amplasarea gurii de evacuare jos şi o amenajare a spaţiului cuptorului ca în fig.95.

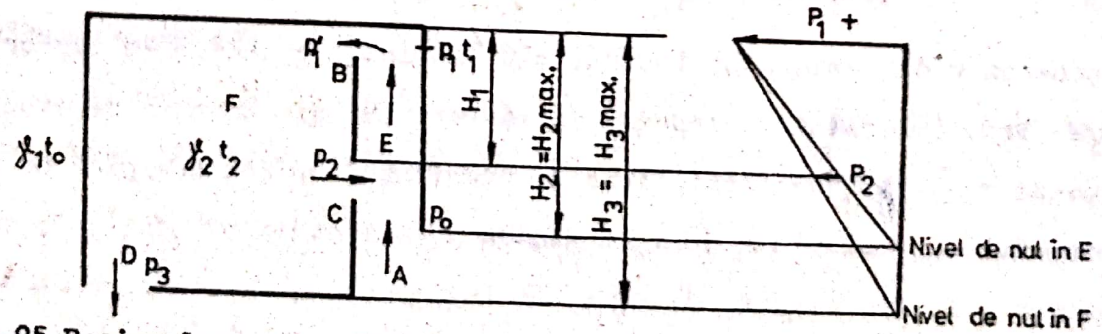


Fig.95 Recircularea gazelor arse prin forţă ascensională

In acest mod există o diferenţă de presiune statică între spaţiu (E) cu gaze calde şi spaţiul (F) al cuptorului în care gazele au o temperatură mai scăzută.

Datorită acestei diferenţe de temperatură se produce o circulaţie a gazelor mai reci (F, prin orificiul (C) spre (E). Gazele de ardere foarte calde trec prin (A) în (E). Suprapresiunea în acest punct este (p_o) şi:

p_3 - suprapresiunea în dreptul găurii de evacuare (D);

p_2 - diferenţa dintre cele două părţi ale orificiului C;

p_1 - suprapresiunea în dreptul deschiderii B;

p_1' - suprapresiunea dintre cele două părţi ale orificiului B;

γ_2 - greutatea specifică a gazului de evacuare;

γ_1 - greutatea specifică a aerului (daN/m_N^3);

t_1 - temperatura medie a gazelor de ardere din spaţiul E (^oC);

t_o - temperatura mediului ambiant în ^oC.

In funcţionarea cuptorului avem mai multe cazuri distincte:

1. - <u>Starea de repaus fără circulaţie</u>. Cazul este real pînă cînd viteza de curgere este relativ mică în raport cu dimensiunile orificiului neapărînd pierderi de presiune.

In acest caz se poate considera: $H_{3\ max.} = H_3$; $p_3 = 0$; $p_o = 0$; $p_1' = 0$ si:

$$H_{3\ max.}\left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273 + t_o} \div \gamma_2 \cdot \frac{273}{273 + t_2}\right) = p_1 =$$

$$= H_2\left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273 + t_o} - \gamma_2 \cdot \frac{273}{273 + t_1}\right)$$

Dacă se consideră că în cuptor se execută o operaţie de tratament termic şi dacă $H_{2\ max.} = H_2$, atunci din această relaţie se poate caclula $H_{2\ max.}$

Se observă în digrama presiunilor alăturată figurii că linia de presiune nulă în F este mai joasă ca cea din E existînd totodată o diferenţă de presiune p_2 între spaţiul F şi spaţiul E în dreptul orificiului

Scanned with OKEN Scanner

din C, fapt ce favorizează trecerea gazelor mai reci din F prin C în E micşorînd temperatura gazelor calde ce intră din A.

2. - Starea cu diferenţă de presiuni. In acest caz nu se pot neglija valorile lui p_o, p_3 şi p_1 şi avem:

$$H_3\left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273 + t_o} - \gamma_2 \cdot \frac{273}{273 + t_2}\right) + p_3 = p_1 - p_1'$$

$$H_2\left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273 + t_o} - \gamma_2 \cdot \frac{273}{273 + t_1}\right) + p_o = p_1$$

Diferenţele de presiune din relaţiile date se pot calcula prin relaţiile prezentate în cadrul cazului general şi se obţin: $H_2 < H_{2\ max}$; $H_3 < H_{3\ max}$. (fig.96 a).

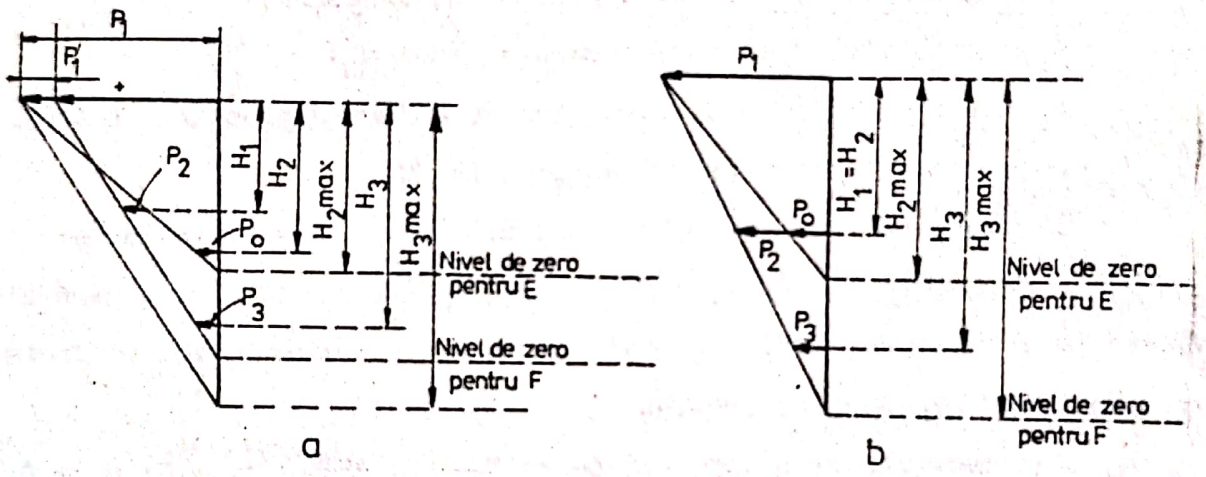


Fig.96

Se observă că liniile de presiune nulă pentru E şi F sînt situate mai sus decît în primul caz. Diferenţa de presiune p_2, pentru realizarea debitului gazelor de ardere din orificiul C este mai redusă şi ea faţă de primul caz, cazul ideal.

In general se adoptă mărimea orificiului B de aşa natură încît să obţinem: $p_1' = 0$ şi $H_1 = H_2$ (fig.96 b).

In acest caz avem:

$$H_3\left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273 + t_o} - \gamma_2 \cdot \frac{273}{273 + t_2}\right) + p_3 = p_1 \quad (daN/m^2)$$

Scanned with OKEN Scanner

$$H_2\left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273 + t_o} - \gamma_2 \cdot \frac{273}{273 + t_1}\right) + p_o = p_1 \quad (daN/m^2)$$

Din punct de vedere constructiv cele două nivele de presiune nulă sînt ca în primul caz studiat.

3.6. Cogul cuptoarelor industriale

Prin coş se consideră spaţiul din instalaţia termică care la partea superioară este în contact direct cu aerul înconjurător avînd linia de presiune nulă la partea superioară (fig.97).

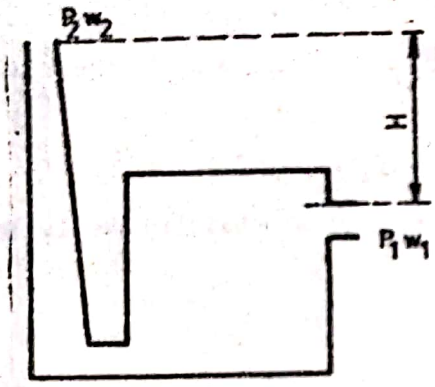


Fig.97
Incinta cuptorului şi cogul

Din aceste considerente, rezultă că tirajul cogului se poate calcula cu relaţia:

$$p = -H\left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273+t_1} - \gamma_2 \cdot \frac{273}{273+t_2}\right) \quad (daN/m^2)$$

De menţionat, însă, că temperatura medie a gazelor din coş este mai scăzută decît temperatura gazelor arse din cuptor, datorită cedării căldurii pe durata parcurgerii înălţimii cogului.

Cantitatea de căldură cedată de gazele de evacuare în coş este:

$$Q_c = F \cdot K\left(\frac{t'_g + t''_g}{2} - t_1\right)$$ în care:

F - suprafaţa mantalei cogului (m^2);

K - coeficient complex de transfer de căldură; K = 1,16 - 3,46 $W/m^2 \cdot {}^oK$ - pentru coşuri înzidite;

t'_g - temperatura gazelor la baza cogului;

t''_g - temperatura gazelor la partea superioară a cogului;

t_1 - temperatura aerului în exterior.

Să considerăm că în cazul cuptorului industrial studiat se consumă B (Kg, m^3_N) combustibil şi că gazele de evacuare la intrarea în coş au entalpia I' şi la evacuare din coş I'' , atunci:

$$Q_c = B(I' - I'') = F \cdot K \left(\frac{t'_g + t''_g}{2} - t_1\right)$$

relaţia din care se poate calcula t''_g.

In general coşul se construieşte mult mai înalt decît cuptorul (H cît mai mare) pentru a regla valoarea tirajului la valori optime, tiraj ce poate fi reglat prin intermediul unei clapete de reglare. Calculul tirajului se poate efectua aplicînd ecuaţiile lui Bernoulli:

$$H\left(\frac{\gamma'_1}{\gamma_2} - 1\right) + \frac{p_1}{\gamma_2} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{w_2^2}{2g} + \Sigma \frac{w^2}{2g}\lambda\frac{l}{d} + \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g}$$ relaţie în care:

p_1 - suprapresiunea gazelor de ardere ce se introduc în cuptor (daN/m^2);

w_1 - viteza gazelor corespunzătoare lui p_1 (m/s);

p_2 - suprapresiunea sau depresiunea datorită vîntului de la gura coşului (daN/m^2);

w_2 - viteza gazelor în acest punct;

$\Sigma \frac{w^2}{2g}\lambda\frac{l}{d}$ - suma pierderilor prin frecare de pereţi;

$\Sigma \frac{w^2}{2g}\zeta$ - suma pierderilor prin rezistenţe locale;

Din această relaţie se poate determina H considerînd w_2 = 5 - 10 m/s.

Valoarea $H(\gamma_1 - \gamma_2)$ reprezintă tirajul teoretic ce se calculează cu ecuaţia lui Bernoulli, valoare ce se majorează în cadrul calculelor estimative cu 30 - 50 %.

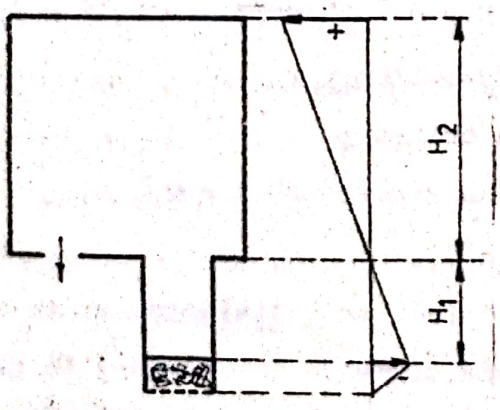


Fig.98 Cuptor cu pat de combustibil amplasat sub nivelul vetrei cuptorului

In cazul încălzirii cuptoarelor cu combustibil solid, prin folosirea tirajului natural se recomandă următoarea construcţie (fig.98). In această construcţie patul de combustibil este amplasat mult sub vatra cuptorului şi H_2 destul de ridicat. Dezavantajul acestei construcţii îl reprezintă totuşi pierderile de căldură suplimentare prin pereţii puţului

patului de combustibil, dezavantaj ce se poate diminua prin utilizarea încălzirii cu semigaz (obţinut în instalaţii anexe de gazeificare) în care caz degajarea căldurii are loc parţial în spaţiul de lucru al cuptorului.

3.7. Pierderi de căldură prin scăpări de gaze

Din fig.99 rezultă că incinta cuptorului este umplută cu gaze de evacuare calde de greutate specifică γ_2 şi este închisă neetanş avînd scăpări de gaze pe orizontală şi pe verticală.

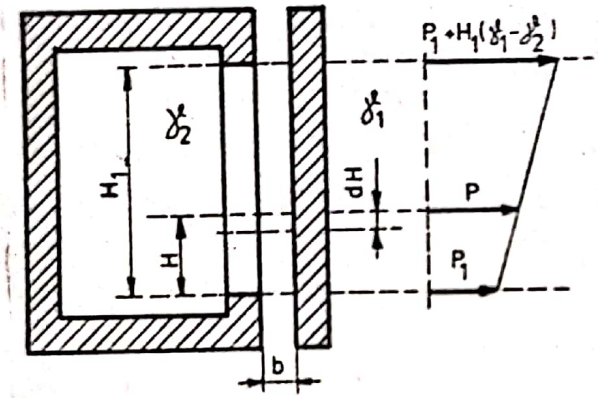


Fig.99
Curgere prin fante

Scăpările pe orizontală a gazelor se pot calcula astfel:

$p = p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)$ unde:

H - suprapresiunea deasupra laturii inferioare a crăpăturii.

$V = \alpha \cdot f \sqrt{\frac{2gp}{2}}$ în care

V - debitul de gaze prin orificii la depresiuni unice;

$f = b \cdot dH$

b - lăţimea fantei; dH - înălţimea fantei; de unde:

$$dV = \alpha_b \cdot dH \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}} \cdot \sqrt{p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)}$$

$$V = \alpha_b \sqrt{\frac{2g}{2}} \int_0^{H_1} \left[p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)\right]^{1/2} dH$$

facem substituţia: $p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2) = y$

$$\frac{dy}{dH} = \gamma_1 - \gamma_2$$

$$\int \left[p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)\right]^{1/2} dH = \int \frac{y^{1/2} dy}{\gamma_1 - \gamma_2} = \frac{1}{\gamma_1 - \gamma_2} \cdot \frac{y^{3/2}}{3/2}$$

$$V_g = \alpha_b \cdot \sqrt{\frac{2g}{2}} \cdot \frac{\left[p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)\right]^{3/2}}{(\gamma_1 - \gamma_2)^{3/2}} \Bigg|_0^{H_1}$$

$$V_g = \alpha_b \cdot \sqrt{\frac{2g}{2}} \cdot \frac{\left[p_1 + H_1(\gamma_1 - \gamma_2)\right]^{3/2} - p_1^{3/2}}{(\gamma_1 - \gamma_2)^{3/2}} \quad (m^3/s)$$ relaţia în

care $\alpha \approx 0{,}65$.

Pierderile de căldură apar şi prin pătrunderea de aer rece în perioada de răcire a cuptorului între două schimburi de lucru, deoarece partea exterioară a cuptorului cedează căldura acumulată în pereţi mediului ambiant.

Pentru micşorarea emisivităţii suprafeţelor exterioare la cuptoarele cu manta metalică exterioară, acestea se curăţă periodic şi se vopsesc cu lac de aluminiu ($\varepsilon = 0{,}4$).

Totodată o altă sursă de pierderi de căldură este dată de pătrunderea de aer rece în incintă prin orificii, aer ce se încălzeşte şi apoi iese în atmosferă prin alt orificiu. Pentru a micşora aceste pierderi este indicat ca orificiile de la partea inferioară a cuptoarelor să fie cît se poate de mici, deci uşile de acces să fie pe cît se poate mai etanşe.

CAP.IV. ARZATORUL SI SPATIUL DE ARDERE

4.1.Spaţiul de ardere

Dimensionarea spaţiului de ardere depinde de tipul proceselor de ardere şi totodată de fenomenele aerodinamice. De remarcat că în marea majoritate a cazurilor spaţiul de ardere face corp comun cu spaţiul de lucru, fapt ce contribuie la crearea unui curent de recirculaţie a gazelor arse în cuptor datorită flăcării şi a jetului de gaze de ardere.

Dimensionarea spaţiului de ardere se realizează ţinînd cont, în primul rînd,de volumul şi dimensiunile flăcării de ardere.

In cazul utilizării combustibililor de tipul păcurii, praf de cărbune sau gaz,în curent de aer, se pot utiliza următoarele relaţii de calcul:

a. - viteza medie a gazului:

$$w = \frac{B \cdot V}{3600 \cdot f} \quad (m/s)$$ în care:

B - debitul de combustibil (Kg/h);

V - volumul real de gaze arse la valori de temperatură medie a gazelor arse cu un exces (n) de aer (m^3/Kg);

f - secţiunea liberă a spaţiului de ardere (m^2).

b. - drumul parcurs de frontul arderii (l) este:

$$l = w \cdot z \quad (m)$$ în care:

z - timpul de ardere al particolelor (s)

c. - cantitatea de căldură degajată:

$$Q = B(H_i + I_1) \quad (KJ/h)$$ în care:

H_i - puterea calorifică inferioară (KJ/Kg);

I_1 - entalpia aerului (KJ/Kg) (se utilizează pentru aer preîncălzit).

Scanned with OKEN Scanner

d. - gradul de încărcare al spaţiului de ardere (b);

$$b = \frac{Q}{f \cdot I} = \frac{(H_1 + I_1)}{V \cdot z} \qquad (Kg/m^3 \cdot h).$$

Valorile gradului de încărcare al spaţiului de ardere depind de tipul combustibilului utilizat şi de temperatura spaţiului de ardere după cum urmează:

- In cazul utilizării prafului de cărbune:

Temp. spaţiului de ardere (°C)	Incărcarea spaţiului de ardere (W/m^3)
300 - 800	104630 - 145320
800 - 1000	145320 - 200000
1000 - 1100	200000 - 300000
1100 - 1600	300000 - 1250000

- In cazul utilizării păcurii:

b = 290000 - 990000 W/m^3, funcţie de tipul arzătorului.

In funcţie de tipul flăcării, de unghiul orificiului flăcării şi de debitul de păcură se dimensionează spaţiul de ardere minim (lungime, lăţime). In cazul subdimensionării spaţiului de ardere pe pereţi apar depuneri de cocs, iar în cazul supradimensionării (în special a lungimii) poate apare o încălzire neuniformă a spaţiului cuptorului şi totodată instabilitate a dimensiunilor geometrice ale flăcării (corelată cu neexistenţa unui stabilizator de flacără.

In genere se consideră că pentru fiecare litru de combustibil consumat pe oră sînt necesari 1,5 dm^2 suprafaţă spaţiu de ardere.

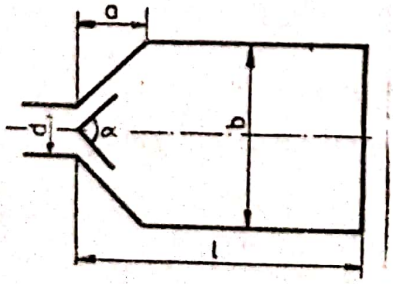


Fig.100 Suprafaţa spaţiului de ardere
l - lungimea; b - lăţimea;
α - unghiul conului orificiului;
d - diametrul arzătorului;
a - partea conică .

- In cazul arderii la presiune atmosferică:

$$l = \frac{1,5 \cdot D + \frac{a}{2}(b - d)}{b} \quad (dm)$$ în care:

D - debitul de combustibil (l/h);

b - încărcarea spaţiului de ardere;

- In cazul arderii la o presiune $P_b \neq P_o$:

$$b = \frac{(H_i + I_1) \cdot 3600}{V \cdot z} \cdot \frac{P_b}{P_o}$$

In cazul utilizării combustibililor gazoşi, calculul spaţiului de ardere se poate face cu relaţia:

$$V = \frac{Q}{K_1} \cdot K_2 \quad (m^3)$$

unde: Q - aportul de căldură (10^6W);

K_2- indicele spaţiului (tabelul Nr.45);

K_1- coeficientul arzătorului şi anume:

K_1 = 1,5 pentru arzătoare înzidite cu intrările de aer şi de gaz uşor; înclinate una faţă de alta;

K_1 = 2,5 pentru arzătoare cu înclinaţie mai mare între direcţia fluidelor;

K_1 = 3,5 pentru arzătoare cu grilă de amestec;

K_1 = 3 - 4 pentru arzătoare cu ajutaje cu turbionare slabă;

K_1 = 4 - 6 pentru arzătoare cu ajutaje cu turbionare puternică;

K_1 = 8 -10 pentru arzătoare cu preamestec de aer şi gaz.

Tabel Nr.45

Valorile coeficientului K_2 pentru gaz de generator, gaz de furnal şi gaz de cocserie

Ardere completă în proporţie de:	Grad de preîncălzire i_r/i_1				
	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8
0,50	0,8	1,2	1,6	1,9	2,3
0,60	1,2	1,7	2,2	2,7	3,2
0,70	1,9	2,5	3,1	3,8	4,4
0,80	2,9	3,7	4,6	5,4	6,3
0,85	3,6	4,6	5,7	6,7	7,7
0,90	4,8	6,0	7,2	8,5	9,7

Scanned with OKEN Scanner

Lungimea medie a flăcării se poate determina cu relaţiile empirice de tipul;

$$L = 1{,}33 \cdot L_M \qquad L_M = 5{,}0 \cdot c_c (1 + V_{at}) \cdot D_{echiv.} \quad (m)$$

în care:

L_M - lungimea flăcării pînă la punctul unde există în flacără amestec stoechiometric;

L - lungimea reală a flăcării;

c_o - cantitatea de combustibil ieşită din arzător (Kg/Kg);

V_{at} - cantitatea de aer din amestecul stoechiometric ($Kg/Kg; m^3_N/m^3_N$)

$D_{echiv.} = D_o \sqrt{\frac{\rho_o}{\rho_f}}$ (m);

D_o - diametrul ajutajului (m);

ρ_o - densitatea mediului ieşit din arzător (Kg/m^3);

ρ_f - densitatea medie a gazului flăcării (Kg/m^3).

In general, ρ_f este invers proporţională cu temperatura medie a gazului flăcării.

O altă relaţie pentru determinarea lungimii medii este:

$$L_M = 9{,}62\, D_{echiv.} \frac{1}{c_{st}} \cdot \frac{\rho_{oN}}{\rho_{stN}} \quad (m)$$

c_{st} - cantitatea de combustibil din amestecul stoechiometric; ($Kg/Kg; m^3_N/m^3_N$);

ρ_{oN} - densitatea gazului ce iese din arzător (Kg/m^3);

ρ_{stN} - densitatea amestecului stoechiometric (Kg/m^3).

In tabelul următor este redată lungimea flăcării în funcţie de o ardere de 99%.

Tabel Nr.46

Lungimea flăcării la o ardere de 99%

Arzător Tip	Montaj	Exces aer n	D_o(m)	Combustibil	H_i^M [Kcal/m^3_N]	ρ_{oN} Kg/m^3	V_{at}	L (m)	$\frac{L}{D_o}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R	+F	-	0,04	Gaz de oraş	3645	0,628	3,71	0,4	100
D	+F	-	0,01	-"-	4181	0,609	4.10	1,2	120
R	⊢□	1,1	0,008	-"-	3736	0,641	3,84	1,04	130
R	⊢□	1,3	0,008	-"-	3736	0,641	3,84	1,0	125

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr,46
(Continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R	⊢ ⊙	1,1	0,008	-"-	4002	0,636	4,11	1,2	150
HD	⊢ F	-	0,00556	Păcură	10300	2,79	11,15	1,055	190
HDK	⊢ O	1,15	0,00556	-"-	10300	3,79	11,15	1,225	220
ND	⊢ □	1,15	0,023	-"-	10300	1,377	11,15	0,75	32,5
ND	⊢ ⊙	1,15	0,023	-"-	10300	1,377	11,15	0,69	30

R - arzător tubular; D - arzător cu diuză; HD - pulverizator de înaltă presiune; K - jet de aer concentric; ND - pulverizator de joasă presiune; ± - montaj vertical; ⊢ - montaj orizontal; □ - cameră de arde re pătrată; ⊙ - cameră de ardere cilindrică; F - ardere liberă;
* - H_i se măsoară în Kcal/m_N^3 sau Kcal/Kg; 1 Kcal/m_N^3 = 4,186 KJ/m_N^3; 1 Kcal/Kg = 4,186 KJ/Kg.

4.2. Arzătoare

Consideraţii generale: Pînă nu demult arzătoarele se dimensionau experimental . Actualmente, arzătoarele se dimensionează ţinînd cont de:

- Căldura cedată de flacără şi controlul ei;
- Stabilizarea flăcărilor;
- Zgomotul flăcării.

Căldura cedată de flacără este caracterizată prin radiaţia CO_2 şi H_2O precum şi a negrului de fum; cedarea căldurii nefiind uniformă pe direcţia flăcării funcţie de tipul constructiv al arzătorului (fig.101,102).

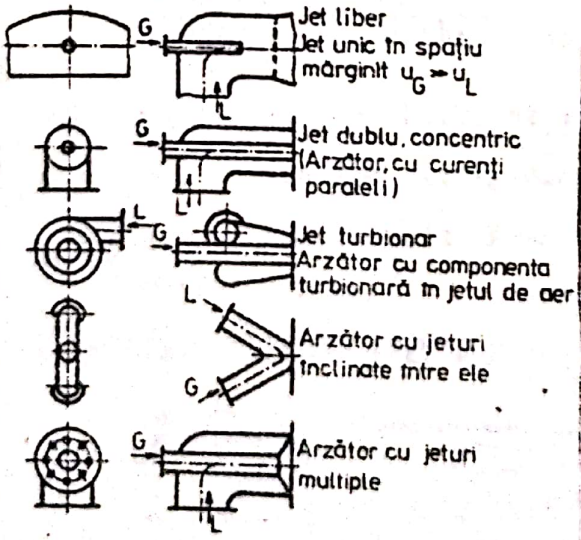


Fig.101

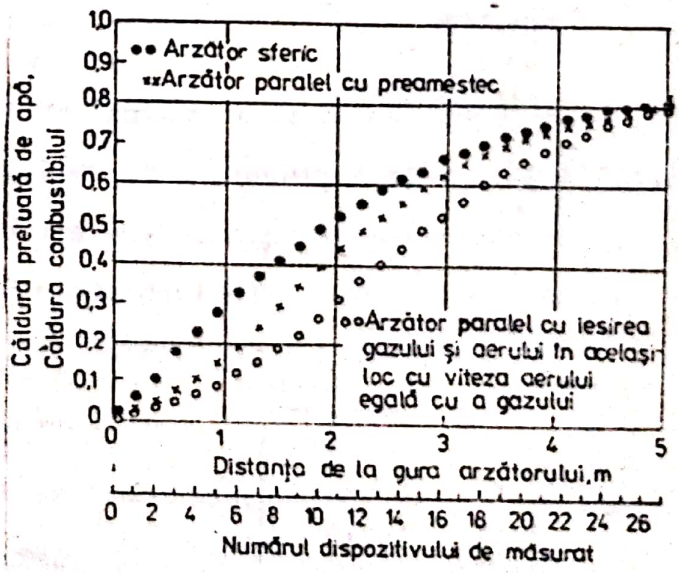


Fig.102

Scanned with OKEN Scanner

Stabilizarea flăcării este importantă, deoarece se consideră că există o flacără numai în cazul cînd există un echilibru între viteza de propagare a flăcării şi viteza de scurgere (la flăcările cu preamestec complet sau parţial, pentru viteze de ardere mari există tendinţa de întoarcere a flăcării, iar la viteze mici există tendinţa de desprindere şi de stingere a flăcării).

Stabilizarea flăcării împotriva desprinderii se poate realiza pe mai multe căi:

- stabilizarea prin scînteie permanentă (metodă foarte rar utilizată actual);
- stabilizarea prin micşorarea vitezei de ieşire (fig.103) pentru combustibil de tip gaz metan;
- stabilizarea prin"flacără auxiliară" (prin intermediul unei coroane de flăcări auxiliare) (fig.104).In acest caz viteza de ieşire a flăcărilor auxiliare poate fi de 0,3 m/s.

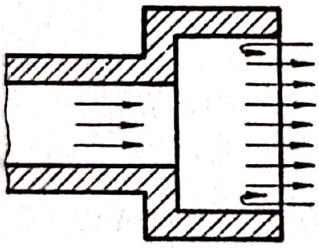


Fig.103

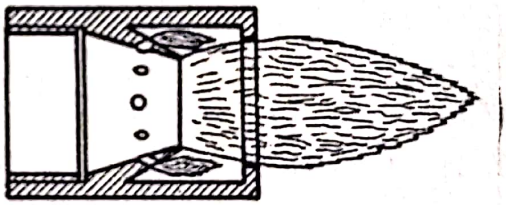


Fig.104

- stabilizarea prin muchii ieşite în afară sau prin adînciturii (prin apariţia de vîrtejuri care recirculă gazele calde);
- stabilizarea prin ardere anticipată (fig.105);
- stabilizarea prin turbionare;
- stabilizarea prin corpuri deflectoare (fig.106). Această metodă

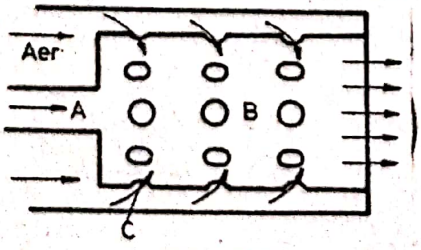


Fig.105

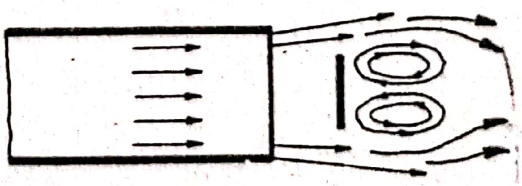


Fig.106

este deosebit de avantajoasă pentru păcură şi pentru combustibil gazos. Se poate înlocui corpul deflector compact cu un inel deflector cu crest turi radiale,pe circumferinţa exterioară, îndoite sub formă de aripioar

Zgomotul flăcării scoate în evidenţă instabilitatea flăcărilor.

4.2.1.Tipuri constructive de arzătoare

4.2.1.1.Arzătoare pentru combustibili gazoşi

Aceste tipuri de arzătoare se clasifică în:

- Arzătoare fără preamestec (ce utilizează flăcări de difuziune, flăcări luminoase);

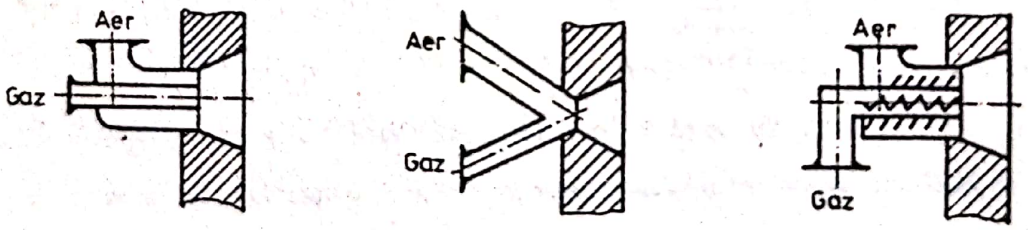
- Arzătoare cu preamestec care pot fi:

  - cu preamestecarea în arzător;

  - cu admise de amestec din exterior.

4.2.1.1.1.Arzătoare pentru combustibili gazoşi fără preamestec d gaz şi aer

In general aceste tipuri constructive de arzătoare se utilizează la cuptoarele industriale de temperaturi joase şi medii şi rareori la cuptoarele cu temperaturi înalte deoarece alimentarea cu aerul necesar procesului de combustie are loc prin tirajul cuptorului prin intermediu unor fante şi orificii situate în imediata apropiere a flăcării (fig.10



A — Arzător paralel (Flacără de ardere lungă)

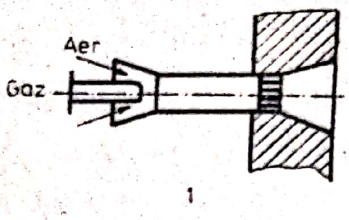
B — Arzător cu jeturi încrucişate (Flacără scurtă şi neluminiscentă)

C — Arzător turbionar (Flacără scurtă)

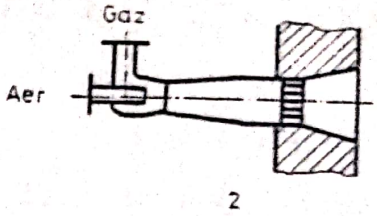
Fig.107 Arzătoare fără preamestec

4.2.1.1.2.Arzătoare pentru combustibili gazoşi cu preamestec de aer şi gaz, în arzător

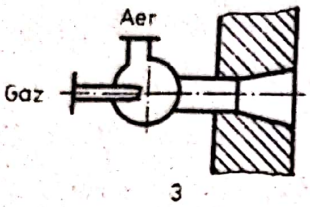
Principalele tipuri de arzătoare de acest gen sînt redate în figl



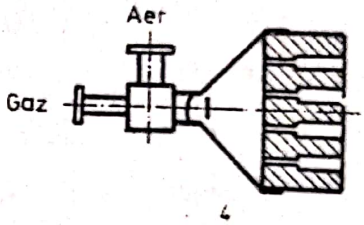
Arzător cu gaz sub presiune



Arzător cu aer sub presiune



Arzător cu amestec în aferă



Arzător ceramic cu radiaţie

Fig.108 Arzătoare cu preamestec

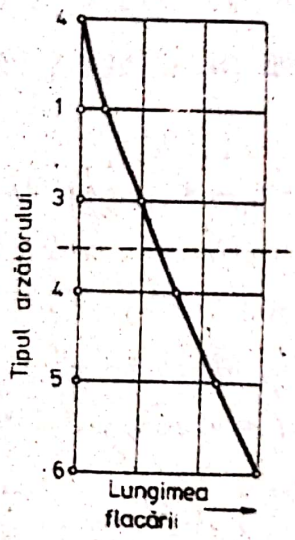


Fig.109 Tipul arzătorului cu şi fără amestec şi volumul flăcării

4. Arzător cu jet turbionar
5. Arzător cu jet încrucişat
6. Arzător cu jet paralel

Sînt în exploatare şi arzătoare care au lungimea flăcării reglabilă şi care se poate considera că fac parte din ambele tipuri constructive (cu sau fără preamestec; aerul se poate regla în interior sau în exterior). De menţionat că arzătoarele cu preamestec lucrează cu o flacără mai scurtă.

In cazul arzătorului sferic aerul este insuflat tangenţial şi se roteşte în jurul curentului de gaz obţinîndu-se o turbionare rapidă şi uniformă dar totodată şi o micşorare substanţială (aproape totală) a energiei cinetice a aerului fapt ce conduce la cantităţi sporite de aer

decarece o anumită cantitate de aer este pierdută prin centrifugare, fenomen ce conduce în final la apariţie în faţa arzătorului a unei flăcări scurte foarte caldă care prezintă în continuare un proces de ardere întîrziată.

Alegerea tipului constructiv de arzător se face nu numai după lungimea flăcării obţinute ci, în primul rînd, după radiaţia flăcării şi impulsul gazelor calde. Cele mai avantajoase sînt, în general, arzătoarele ce prezintă o flacără scurtă, caldă şi foarte stabilă care nu se desprinde nici la viteze de ieşire a gazelor foarte mari ($\leqslant 250$ m/s), arzătoare ce prezintă un impuls foarte mare.

Tipurile constructive moderne de arzătoare, prezintă suflantă de aer proprie (tip monobloc) sau sînt complet automatizate.

4.2.1.1.3.Arzătoare cu preamestec total

In acest caz amestecul se realizează integral în incinte separate şi este condus prin conducte pînă la arzător. Principala grijă constă în aceea că amestecul exploziv format să nu se poată aprinde prin eventuala întoarcere a flăcării. Din această cauză se utilizează pe larg obţinerea unui amestec de presiune scăzută, la care excesul de aer pentru ardere este dat în arzătorul propriuzis.

4.2.1.2.Calculul ejectorului

Pentru arzătoarele de combustibil gazos se utilizează raportul K al amestecului de gaz şi aer ($m^3_{N\ aer}/m^3_{N\ gaz}$).

Pentru un proces de ardere saturat este necesară o anumită cantitate de aer (V_{ar}):

$$n = \frac{\text{cantitatea reală de aer}}{V_{ar}}$$

n - excesul de aer;

$$K = n \cdot V_{ar} \qquad (m^3_{N\ aer}/m^3_{N\ gaz})$$

In cazul arzătoarelor de joasă presiune (tip Bunsen), n este subunitar.

Se cunoaşte că partea centrală a flăcării de ardere este de tip con fapt ce conduce la constanţa pe toată secţiunea arzătorului a vitezei de ieşire a amestecului şi a vitezei de aprindere (W_a respectiv W_v) (fig.110)

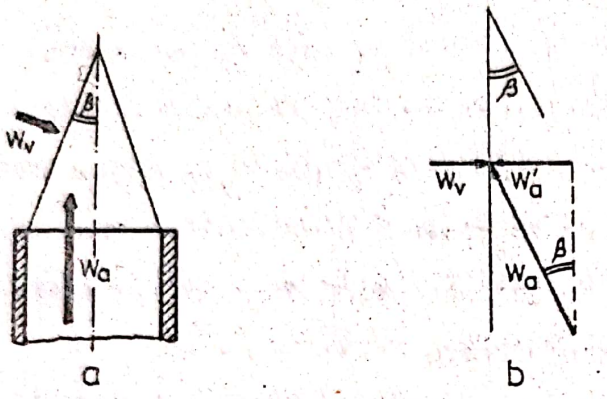


Fig.110

a - forma teoretică a conului
b - viteza de ieşire (W_a) şi viteza de aprindere (W_v)

Componenta ($W_{a'}$) a vitezei (W_a) de aprindere prezintă aceeaşi direcţie dar sens opus lui W_v; deci:

$$W_v = W_{a'} = W_a \cdot \sin\beta$$

Din această relaţie rezultă că în cazul păstrării constarte a vitezei de ieşire pentru valori mari ale lui (K) mărirea necesară a vitezei de aprindere (W_v) se realizează prin mărirea $\sphericalangle\beta$ fapt ce conduce la micşorarea conului şi apropierea vîrfului acestuia de arzător.

Principalele tipuri de bază ale arzătoarelor cu ajutaj de antrenare şi dimensiunile caracteristice sînt redate în fig.111.

Gazul ieşind din ajutaj atrage aer din atmosferă, amestecul se propagă în ţeava de amestec, prin frecare de pereţi se produc turbioane după care trece prin secţiuni diferite părăsind arzătorul cu o energie de mişcare mai mică decît la început.

Energia la ieşirea din orificiile arzătorului va fi:

$$E_3 = \eta_v (E_1 - E_v)$$

$$E_1 = \frac{m_1 W_1^2}{2} = \frac{\gamma_1}{g} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2g \cdot p}{\gamma_1} = p$$

$$m_1 + m_2 = \frac{\gamma_1 + K \cdot \gamma_2}{g}$$

$$E_v = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} \cdot W_1^2 = \frac{\rho_2 \cdot K \cdot p}{\rho_1 + K \cdot \rho_2}$$

$$E_3 = \eta_r (E_1 - E_v) = \eta_r \left(p - \frac{\rho_2 \cdot K \cdot p}{\rho_1 + K \cdot \rho_2}\right)$$

dar:

$$E_3 = \frac{m_1 + m_2}{2} \cdot W_a^2$$

şi $W_a \cdot \alpha_2 \cdot f_b = (1+K) W_1 \cdot \alpha_1 \cdot f_d$; $W_a = \frac{\alpha_1 \cdot f_d}{\alpha_2 \cdot f_b} \cdot W_1 (1 + K)$

Se poate scrie:

$$E_3 = \frac{m_1 + m_2}{2} \cdot \left[\frac{\alpha_1 \cdot f_d}{\alpha_2 \cdot f_b}(1 + K)\right]^2 = \frac{p(\rho_1 + \rho_2 \cdot K)}{\rho_1} \cdot \left[\frac{\alpha_1 \cdot f_d}{\alpha_2 \cdot f_b}(1 + K)\right]^2$$

Din aceste relaţii, considerînd $\rho_1 / \rho_2 = D$ şi $C = \frac{\alpha_2 \cdot f_b}{\alpha_1 \cdot f_d}$, obţinem:

$$C = \sqrt{\frac{1}{\eta_r}} \cdot \frac{(K + 1)(K + D)}{D}$$

Coeficientul adimensional (C) obţinut reprezintă un indice important în determinarea tipului de arzător utilizat.

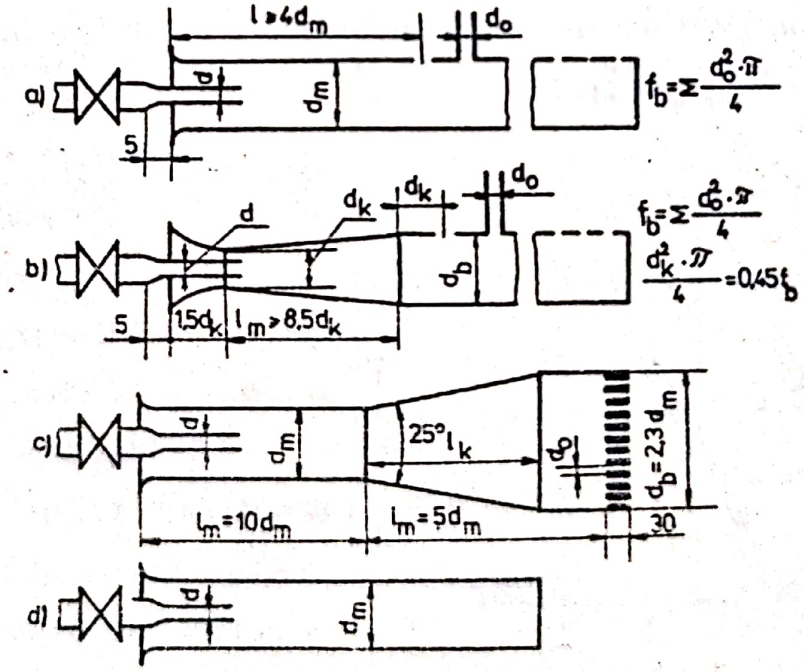


Fig.111 Tipuri de bază ale arzătoarelor cu ajutaj de antrenare

S-au adoptat următoarele notaţii:

f_d - secţiunea de ieşire a gazului (secţiunea gurei diuzei);

f_b - secţiunea orificiilor arzătorului;

E_1 - energia înaintea ajutajului;

E_3 - energia la ieşirea din orificiile arzătorului;

E_v - pierderea de energie de mişcare;

d - diametrul orificiului ajutajului;

p - suprapresiunea gazului înaintea ajutajului;

γ_1 - densitatea gazului;

γ_2 - densitatea aerului;

$D = \gamma_1 / \gamma_2$;

K - 1 m^3_{aer}/1 m^3_{gaz} în amestec;

α_1 - coeficient de curgere a orificiului ajutajului;

α_2 - coeficient de curgere al orificiului arzătorului;

w_1 - viteza de ieşire a gazului;

w_a - viteza de ieşire a amestecului din orificiul arzătorului.

4.2.1.3. Presiunea flăcării

Din suprafaţa laterală a conului interior să considerăm că scoatem un inel conic mic, a cărui suprafaţă este ΔM. Amestecul aer-gaz înaintea intrării în frontul de ardere are temperatura T_1, viteza w_a şi densitatea γ'_a, (fig.112).

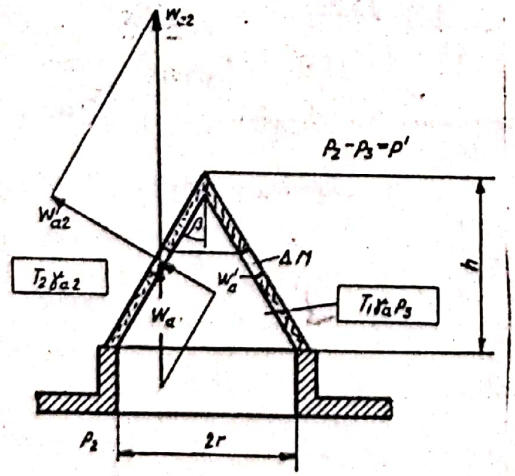


Fig.112

Componenta vitezei w_a, perpendiculară pe suprafaţa laterală a conului este $w'_a = w_a \sin\beta$. După ardere viteza gazului este w_{a_2}, care are componenta verticală: $w'_{a_2} = w_{a_2} \sin\beta$.

In fracţiunea de timp $\Delta\tau$, necesară amestecului pentru a străbate stratul subţire care formează frontul de ardere (cu grosime de 0,01 - 0,1 mm) trece prin suprafaţa ΔM o cantitate de gaz cu masa:

$$\frac{w_a \sin\beta\, \gamma_a \cdot \Delta M\, \Delta\delta}{g} = \frac{w_{a_2} \sin\beta\, \gamma_{a_2}\, \Delta M\, \Delta\delta}{g}$$

(1) (2)

(2) - masa de după ardere.

Cantitatea de mişcare (m·v) înaintea arderii este dată de relaţia:

$$\frac{w_a^2 \sin^2\beta\, \gamma_a \cdot \Delta M \cdot \Delta\delta}{g}$$

Deoarece prin ardere creşte volumul datorită temperaturii care creşte de la T_1 la T_2, apare şi o creştere de volum datorită schimbării numărului de molecule, acesta crescînd de m ori:

$$w_{a_2} = w_a \cdot m\frac{T_2}{T_1}\ ; \qquad \gamma_{a_2} = \frac{T_1}{m \cdot T_2} \cdot \gamma_a$$

Deci cantitatea de mişcare după ardere se poate scrie:

$$\frac{w_{a_2}^2 \sin^2\beta\, \gamma_{a_2} \cdot \Delta M \cdot \Delta\delta}{g} = \frac{w_a^2 \sin^2\beta\, \gamma_a \cdot m\, \frac{T_2}{T_1}\, \Delta M \cdot \Delta\delta}{g}$$

Suma tuturor inelelor conice de pe suprafaţa laterală a conului interior este:

$$\Sigma M = \pi \cdot r \cdot \sqrt{h^2 + r^2}$$

Înlocuind în relaţia anterioară această valoare şi calculînd cantitatea de mişcare (P·Δδ) obţinem:

$$P \cdot \Delta\delta = \frac{w_a^2 \sin^2\beta\, \gamma_a \left(m \cdot \frac{T_2}{T_1} - 1\right) \Delta\delta \cdot \pi \cdot r \sqrt{h^2 + r^2}}{g}$$

Deci asupra frontului de flacără acţionează şi o forţă de reacţiune care raportată la unitatea de suprafaţă a conului interior ne dă presiunea flăcării:

$$p_3 = \frac{w_a^2 \sin^2\beta \, \rho_a (m \frac{T_2}{T_1} - 1)}{g}$$

Această presiune a flăcării, care acţionează din exterior asupra conului interior, menţine amestecul din conul interior la această valoare a suprapresiunii în raport cu atmosfera. Prin apariţia acestei forţe se stabilizează frontul de flacără al unei flăcări neaprinse. Dacă creşte viteza de aprindere w_v, atunci presiunea sub conul interior creşte cu pătratul acestei creşteri de viteză. De remarcat că, cu cît lungimea conului interior scade, cu atît mai mult creşte contrapresiunea.

Dacă la un arzător creşte raportul aer-gaz (K), atunci creşte şi viteza de aprindere w_v, atît timp cît K rămîne în limita pentru ardere saturată cu aer, crescînd totodată şi presiunea interioară p_3 pe conul interior. De asemenea prin creşterea vitezei de aprindere creşte şi pericolul returului flăcării.

4.2.2. Arzătoare cu păcură

Pentru a putea utiliza într-un proces de ardere un combustibil lichid, trebuie ca acesta să fie transformat în prealabil în stare de vapori. Pentru acest scop se poate utiliza admisia directă de căldură sau se pulverizează sub formă de ceaţă combustibilul lichid care se transformă astfel într-un combustibil gazos.

Principalele tipuri de arzătoare cu păcură sînt:

a) Arzătoare cu vaporizare prin aport direct de căldură (fig.113);

b) Arzătoare cu pulverizare (fig.114);

c) Arzătoare cu impuls (fig.113);

d) Arzătoare combustor pentru păcură (fig.115).

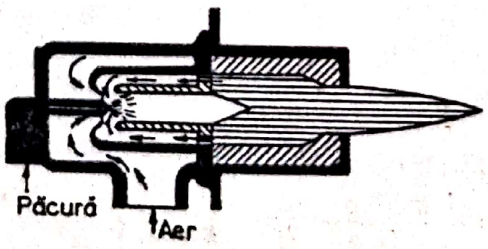


Fig.113

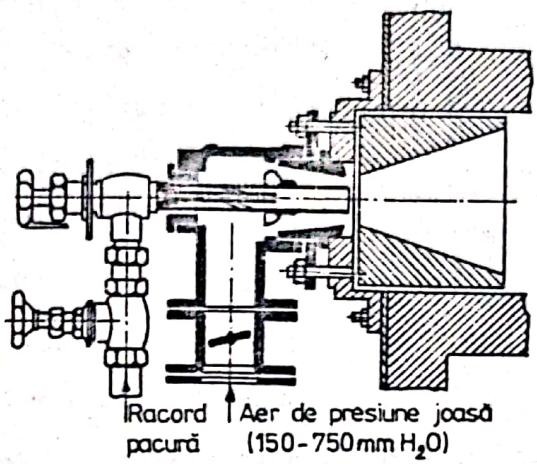


Fig.114

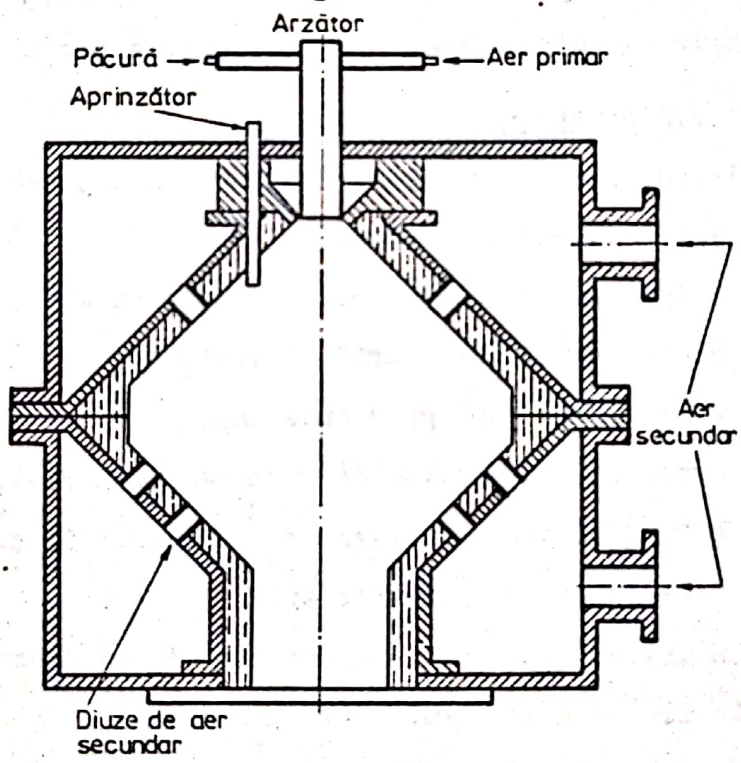


Fig.115

4.2.2.1. Arzătoare cu vaporizare prin aport direct de căldură

Principiul constructiv al acestor tipuri de arzătoare este redat în fig.116.

Prin intermediul unor suflante de joasă presiune se introduce prin canalul 4, aer în camera 3. Păcura curge în pantă dintr-un agregat de dozare prin conducta 6 la orificiul final 5 care se află în vasul 1

formînd un strat subţire. Această peliculă care intră în contact cu aerul de ardere ce pătrunde în vas prin orificiile 7, se aprinde prin intermediul unui aprinzător manual. Domeniul de reglare al acestor tipuri de arzătoare este foarte bun şi flacăra formată este lungă, foarte luminoasă, arzînd vertical. Acest arzător prezintă inconvenientul lipsei unei aprinderi electrice, fapt ce conduce la o utilizare redusă în cuptoarele industriale.

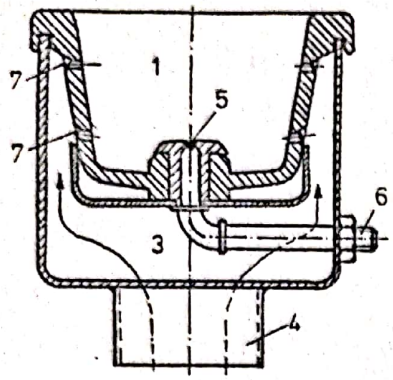


Fig.116

Construcţia modernă a arzătorului de păcură cu vaporizare,tip Thermal (fig.113), elimină aceste dezavantaje, obţinîndu-se o flacără foarte scurtă, de circa 250 mm la arzătoarele mari.

4.2.2.2.Arzătoare cu pulverizare

Principalele tipuri de arzătoare de acest gen sînt arzătoarele care folosesc următoarele procedee:

1. Pulverizarea cu ajutorul aerului sau aburului;
2. Pulverizarea prin forţă centrifugă;
3. Pulverizare pură prin presiune.

In cazul pulverizării simple cu aer (fig.114), în arzătoarele simple se introduce păcura printr-un tub îngust în curentul de aer (abur) în care păcura se pulverizează.

Principalul dezavantaj al acestor tipuri de arzătoare constă în reglarea în limite foarte restrînse a proceselor de ardere. Pulverizarea păcurii în aceste tipuri de arzătoare se poate îmbunătăţi dacă o parte aerul pentru pulverizare este dirijată cu viteză ridicată în jurul orificiului de ieşire a păcurii, fapt ce conduce şi la îmbunătăţirea domeniului de reglare concomitent cu o presiune a aerului relativ redusă (fig.117).

Prin utilizarea de aer comprimat randamentul arzătoarelor de acest tip constructiv creşte considerabil. Utilizarea aburului (de pre-

siuni cuprinse între 1 şi 6 bari) conduce la simplitatea construcţiei şi la o sensibilitate redusă a arzătoarelor în funcţie de variaţia vîscozităţii păcurii.

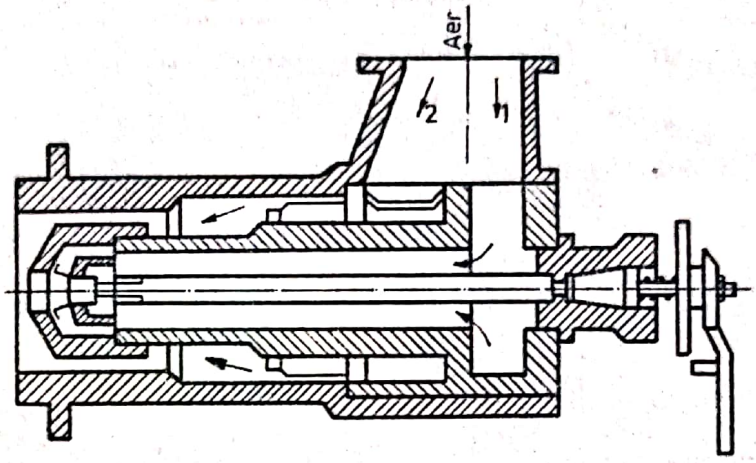
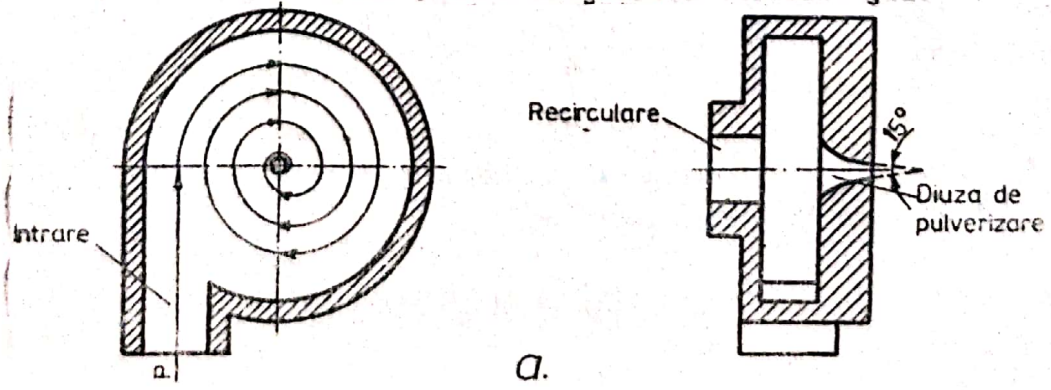


Fig.117

Pulverizarea prin forţă centrifugă (fig.118) conduce la mărirea eficacităţii pulverizării, chiar şi în cazul unei vîscozităţi ridicate a păcurii, realizînd totodată o amestecare foarte bună, o flacără scurtă, fapt ce conduce la utilizarea acestora în special la cazanele de abur şi mai rar în cazul cuptoarelor industriale.

Pulverizarea pură prin presiune (fig.119) se utilizează foarte mult la arderea păcurii deoarece se poate realiza o pulverizare foarte fină. Aceste arzătoare se bazează pe principiul ajutajului tip Körting (1902) în care păcura este presată într-o cameră de turbionare, iar presiunea este transformată în viteză ridicată. In cazul cînd păcura utilizată prezintă o vîscozitate ridicată se poate utiliza un preîncălzitor de păcură suplimentar pentru micşorarea vîscozităţii.



a.

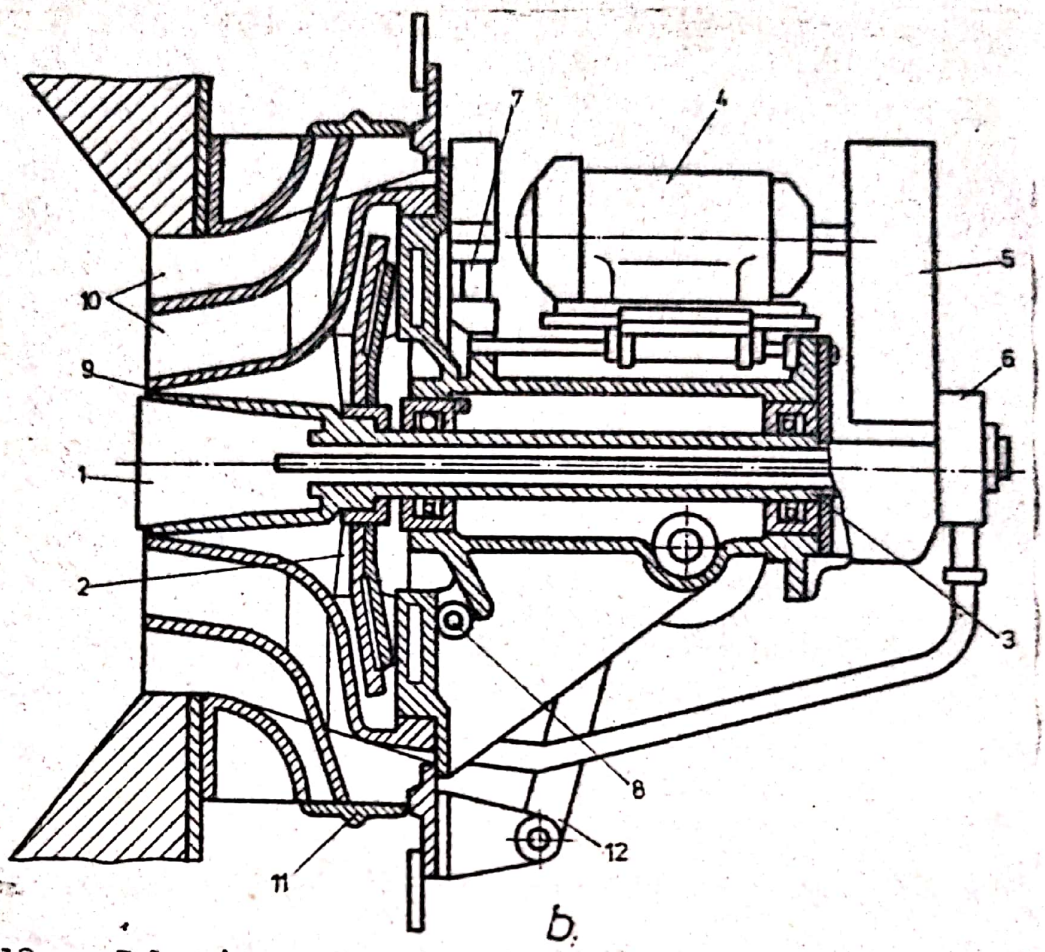


Fig.118 a. Pulverizatorul unui arzător cu păcură; b. Arzător cu pulverizarea prin forţă centrifugă: 1 - recipient de pulverizare; 2 - ventilator pentru aerul primar; 3 - arborele pulverizatorului; 4 - motor de antrenare; 5 - antrenare cu curea; 6 - aprinzător de păcură; 7 - bolţ de balama; 8 - intrarea aerului primar; 9 - ajutajul aerului primar cu palete de dirijare; 10 - ajutajul aerului secundar; 11 - şibăr de reglare; 12 - manetă pentru reglarea păcurii şi a aerului.

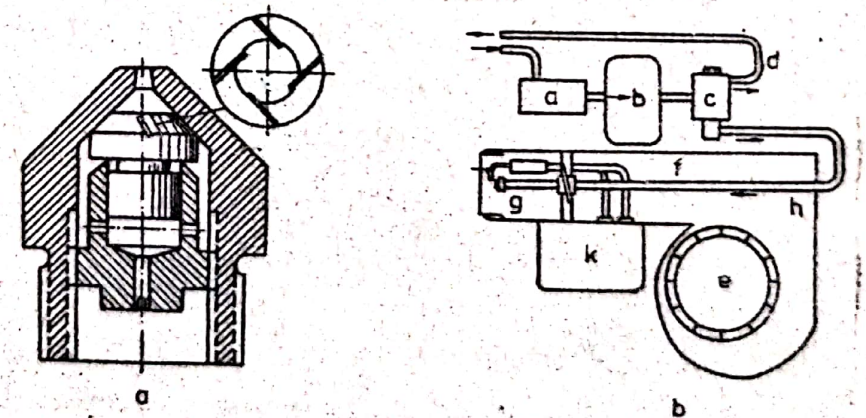


Fig.119 a. Ajutaj de pulverizare de înaltă presiune; b. Arzător de pulverizare de înaltă presiune

Arzătoarele de păcură la care gazele arse calde ies din gura arzătorului cu viteză mare se numesc arzătoare de impuls, arzătoare care datorită posibilităţii lor de a recircula gazele din spaţiul cuptorului, fapt ce duce la egalizarea temperaturii, sînt deosebit de avantajoase.

4.2.3. Arzătoare mixte cu gaz-păcură

Aceste tipuri de arzătoare (fig.120) prezintă marele avantaj constructiv de a putea utiliza atît combustibil gazos cît şi păcură sau ambele tipuri de combustibil concomitent.

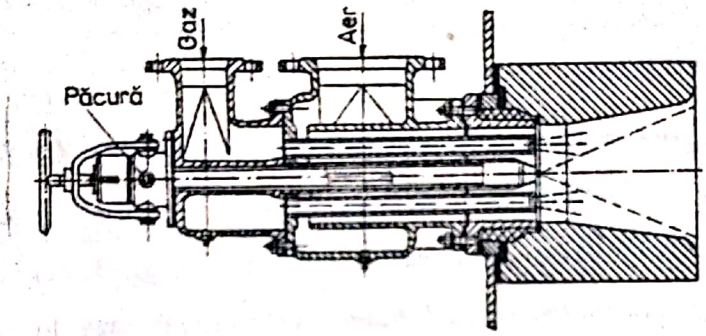


Fig.120

In aceste tipuri de arzătoare se pot folosi atît pulverizarea cu aer cît şi pulverizarea prin presiune. In cazul pulverizării prin aer, aerul necesar procesului de pulverizare se introduce separat pentru a se putea realiza pulverizarea combustibilului independent de laminarea aerului principal. Pulverizarea prin presiune are loc prin intermediul diuzelor de pulverizare cu retur pentru a se putea regla cantitatea de păcură necesară. De menţionat că în ambele cazuri păcura este introdusă central printr-o coroană de orificii sau tuburi (fig.120).

CAP.V. MATERIALE UTILIZATE LA CONSTRUCTIA CUPTOARELOR INDUSTRIALE

Pentru construcţia cuptoarelor industriale de încălzire sînt necesare materiale refractare, materiale termoizolante şi materiale metalice, materiale de care depinde durabilitatea cuptorului, bilanţul energetic al acestuia şi modul de desfăşurare a procesului termic propriuzis.

5.1. Materiale refractare

Adoptarea optimă a materialelor refractare necesare în construcţia cuptoarelor industriale se realizează în funcţie de temperatura de lucru, productivitatea cuptorului industrial şi durabilitatea necesară.

Prin refractare se definesc materialele sau produsele, naturale sau artificiale, ce posedă o temperatură de topire -măsurată convenţional şi numită refractaritate- de minim 1500°C; materiale refractare cu liant cordieritic pot avea refractaritatea de 1580°C.

Deoarece refractaritatea este determinată în primul rînd de anumiţi componenţi chimici din structură (SiO_2, Al_2O_3, MgO, CaO, Cr_2O_3, SiC, C, ZrO_2) clasificarea materialelor refracatre se face după compoziţia chimică (tabelul Nr.47).

Tabel Nr.47

Clasificarea refractarelor

Nr. crt.	Denumirea	Conţinut în constit.princ. %	Componenţi fazali principali %
1	2	3	4
	A) Refractare oxidice		
	A 1) Refractare acide		
1	Silicioase -silica -silica cu adaosuri	 SiO_2 93 SiO_2 85	 Cuarţ (SiO_2) Cristobalit(SiO_2) Tridimit(SiO_2)

Tabel Nr.47
Continuare

1	2	3	4
2	Silico-aluminoase		
	- silicoargiloase (semiacide)	Al_2O_3 30	Cuarţ (SiO_2) Cristobalit (SiO_2
	- argiloase (şamote)	Al_2O_3 30- 45	Mulit ($3Al_2O_3.2SiO_2$)
	- aluminoase	Al_2O_2 45 - 62	Corindon ($2Al_2O_2$)
	- superaluminoase		
	- mulitice	Al_2O_3 62 - 72	Mulit ($3Al_2O_2.2SiO_2$)
	- mulitcorindonice	Al_2O_3 72 - 90	Corindon (Al_2O_3)
	- corindonice	Al_2O_3 90	
	A2) Refractare bazice		
3	Magneziene		
	- magnezitice	MgO 85	Periclaz (MgO)
	- silico-magneziene	MgO 50 - 85	Periclaz (MgO) Forsterit ($2MgO.SiO_2$)
	- alumino-magneziene	MgO 30	Periclaz (MgO)
	- cromo-magneziene	Cr_2O_3 5	Spineli ($R^{II}O$, $R_2^{III}O_3$
	- calco-magneziene (inclusiv dolomite)	MgO 5;CaO 10	Periclaz (MgO) Calce (CaO)
4	Calcice	CaO 30	Calce (CaO) Aluminaţi de calciu ($nCaO.Al_2O_3$
	A3) Refractare diverse		
5	Zirconiene		
	- zirconice	ZrO_2 85	Bioxid de zirconiu (ZrO_2)
	- silico-zirconiene		Zircon ($ZrO_2.SiO_2$)
	- alumino-zirconiene		Bioxid de zirconiu (ZrO_2) Corindon (Al_2O_3)
6	Din oxizi puri		Oxizii respectivi
	B) Refractare neoxidice		
7	Carbonice		
	- grafitice (argiloase)	C 30 (5)	Grafit (C)
	- carbonice	C 90	Cărbune (C)
8	Carborundice		Carbură de siliciu (SiC)
9	Din compuşi neoxidici	Azoturi Boruri Carburi Siliciuri,etc.	Compuşii mineralogici respectivi

Clasificarea materialelor refractare după refractaritate:

a - refractaritate medie ($t < 1770^{o}C$)

b - refractaritate ridicată ($1770^{o}C - 2000^{o}C$)

c - superrefractare

După starea de coeziune refractarele sînt:

a - granulare
- pulberi metalurgice
- mortare
- betoane refractare

b - produse fasonate
- cărămizi
- blocuri
- piese cu formate speciale

c - prefabricate din beton refractar.

Materialele refractare fasonate se realizează în trei variante de porozitate aparentă:

- superdense (porozitate aparentă < 16 %) destinate bolţilor şi căptuşelilor feţelor active ale cuptoarelor;
- dense (16 - 30 %);
- uşoare (> 30 %) destinate izolaţiilor termice ale cuptoarelor.

5.1.1. Caracteristicile materialelor refractare

Principalele caracteristici ale materialelor refractare sînt:

1. - Caracteristici de structură, textură şi dimensiuni, compoziţia fazică, densitatea, permeabilitatea la gaze, constanţa de volum;

2. - Caracteristici termice (căldura specifică, dilatarea termică, conductibilitatea termică, conductibilitatea de temperatură şi capacitatea de emisie);

3. - Caracteristici mecanice (rezistenţa mecanică la temperatură normală, rezistenţa mecanică la temperatură înaltă, curgerea şi fluajul, refractaritatea, rezistenţa la abraziune şi rezistenţa la şoc termic);

4. - Caracteristici electrice (conductibilitatea electrică şi rezistivitatea);

5. - Caracteristici chimice (coroziunea sub acţiunea zgurelor şi metalelor precum şi compatibilitatea chimică a materialelor refractare.

In continuare vom defini succint marea majoritate a acestor caracteristici de bază a refractarelor în funcţie de care sînt adoptate în construcţia cuptoarelor industriale.

5.1.1.1.Compoziţia fazică

In general un refractar este constituit din cristalele uneia sau mai multor faze, sticlă şi pori. Sticla,pe lîngă constituienţii mineralogici (oxizi, silicaţi,etc.), este faza cea mai des întîlnită în special la refractarele silicioase şi silico-aluminoase, deoarece cristalizarea sticlelor silicioase este foarte lentă. Datorită apariţiei fazei de sticlă, fază care prezintă o deformare termică mare şi o corodabilitate chimică ridicată, se diminuează calitatea materialelor refractare.

5.1.1.2.Densitatea

Densitatea unui material refractar corespunde cu media ponderată a densităţilor constituienţilor mineralogici din compoziţie(tabel Nr.48)

Tabel Nr.48

Porozitatea şi rezistenţa mecanică a refractarelor

Refractarul	Densitatea, g/cm^3	Porozitatea aparentă, %	Rezistenţa la compresiune, $N/cm^2 \cdot 10^{12}$
Silica	1,80...2,10	19....22	250 . . . 450
Samote: - normale	1,80...2,10	24 ... 30	100 . . . 200
- dense	2,05...2,20	16 ... 22	300 . . . 500
- foarte dense	2,25...2,30	10 ... 15	600
Magnezite	2,60...3,10	22 ... 24	300 . . . 500
Cromite	3,30...3,55		
Zirconice	3,80...4,10	12 ... 16	
Carbonice	1,40...1,50	20 ... 24	
Carborundice	2,40...2,80	18 ... 24	
Termoizolatoare	1,00	50 ... 90	

Principala metodă de determinare a densităţii materialelor refractare este metoda dislocuirii lichidului (STAS 125-73 - metoda picnometrului).

5.1.1.3. Permeabilitatea la gaze

Permeabilitatea este mică atunci cînt textura refractarului prezintă pori foarte fini. Permeabilitatea la gaze se determină prin măsurarea debitului de aer la presiunea de 200 daN/m^2 ce trece prin epruvete de d = h = 50 mm (STAS 8400-69). Permeabilitatea la gaze pentru cîteva materiale refractare este redată în tabelul Nr.49.

Tabel Nr.49

Denumirea materialului	Permeabilitatea la gaze, l/daN·h
Silica	0,5 . . . 2
Samotă cu textură	
- grosieră	2 . . . 5
- fină	0,1 . . . 0,5
- deosebit de fină	0,01. . . 0,05

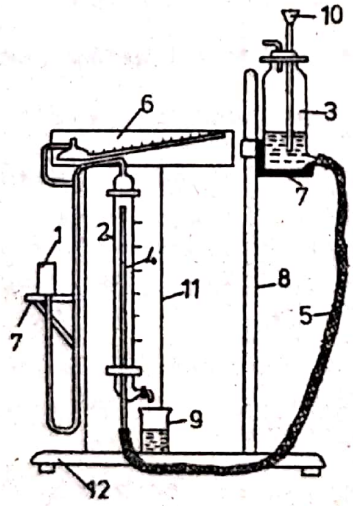


Fig.121 Aparat standardizat pentru determinarea permeabilităţii faţă de gaze 1. -cartuş de probă; 2. -biuretă pentru măsurarea volumului aerului; 3. -vas cu apă; 4. -tub de sticlă în interiorul biuretei; 5. -tub de cauciuc; 6. -micromanometru; 7. -policior; 8. -stativ; 9. -pahar; 10. -pîlnie; 11. -scîndură pentru montarea pieselor; 12. -postament.

Pentru determinarea permeabilităţii se poate utiliza şi aparatul din fig.121. Coeficientul de permeabilitate la gaze K se poate determina cu formula:

$$K = \frac{V \cdot \delta}{S \cdot \delta \cdot p}$$ unde:

V - volumul de aer care trece prin probă, (dm^3);

δ - grosimea probei, (m)

S - secţiunea probei, (m^2);

τ - durata experienţei, (h);

p - presiunea de lucru, (mm H_2O).

5.1.1.4. Constanţa de volum

Datorită ciclurilor termice care au loc în cuptoarele industriale se produc variaţii mari ale temperaturii de lucru ce conduc la variaţii de volum a zidăriei cuptoarelor. Din această cauză pentru a evita contracţiile şi dilatările mari ale zidăriei, fenomene ce pot duce la deteriorarea incintei cuptoarelor, trebuie ca refractarele să prezinte o constanţă de volum prin care se înţelege o variaţie limitată a dimensiunilor (se exprimă în procente faţă de volumul real).

Aceste variaţii volumice se datoresc realizării incomplete a reacţiilor de formare a compuşilor de echilibru fazic la temperatura de ardere tehnologică, astfel încît aceste reacţii se continuă şi în timpul serviciului.

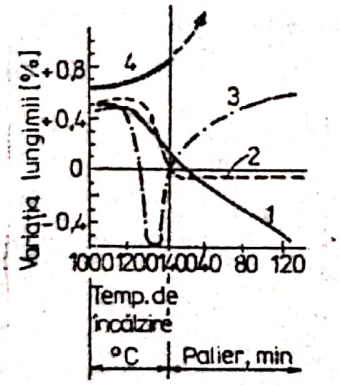


Fig.122 Variaţia de volum a şamotelor, în timpul serviciului
1,2-şamote cu contracţie
3,4-şamote cu dilataţie

Determinarea constanţei de volum se efectuează prin încălzirea probelor la temperaturi şi durate conform prescripţiilor pentru fiecare tip de produs, după care se măsoară variaţiile volumice care au avut loc, conform prescripţiilor STAS 127-76.

De menţionat că dilatarea cea mai mare în timpul încălzirii, atît la temperaturi joase, cît şi la temperaturi înalte, o prezintă materialele refractare de tip silica.

5.1.1.5. Căldura specifică

Se determină prin însumarea ponderată a căldurilor specifice ale fazelor cristaline şi a sticlelor. Orientativ arătăm că ea variază între 0,18 şi 0,22 Kcal/Kg·grd, crescînd cu temperatura.

Valoarea căldurii specifice a refractarelor este o caracteristi-

că importantă mai ales în cazul cuptoarelor cu funcţionare intermitentă.

5.1.1.6. Dilatarea termică

Aceasta depinde numai de natura materialului şi de temperatură, influenţînd în mare măsură stabilitatea termică a produselor. Coeficienţii de dilatare termică a principalelor materiale refractare sînt redaţi în tabelul Nr.50. şi în fig.123.

Tabel Nr.50

Coeficienţii de dilatare termică ai refractarelor

Nr. crt.	Refractarul	m x 10^6 1/°C 25 ...1200°C	m x 10^6 1/°C 300 ... 700°C
1	Silica	10,0 ... 13,0	80 ... 100
2	Sticla de cuarţ	0,4*)	
3	Semiacide	7,0 ... 9,0*)	-
4	Samote	4,5 ... 5,3	8,0 ... (20,0)
5	Caolin	5,3	7,3
6	Mulit		
	- mineral	5,3	8,2
	- topit-cristalizat	6,0	8,7
7	Corindon		
	- mineral	7,7	8,2
	- topit-cristalizat	8,1	8,8
8	Periclaz	14,2	15,1
9	Magnezit	14,7	18,0
10	Cromomagnezit	9,2	-
11	Cromit	12,0	-
12	Forsterit	8,0 ... 10,0	10,0 ... 12,5
13	Spinel	8,5	-
14	Ceramică cordieritică	1,0 ... 2,0)	-
15	Oxid de calciu	13,8	14,5
16	Oxid de zirconiu	5,0	8,7
17	Silicat de zirconiu	4,9	9,2
18	Oxid de toriu	9,5	-
19	Grafit	7,8	-
20	Cărbune	(1,5)... 5,5	-
21	Carbură de siliciu	4,5	4,8

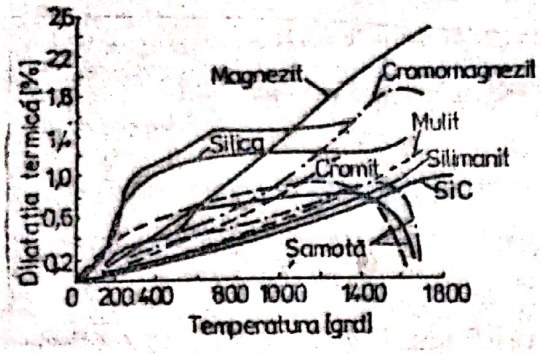


Fig.123

Determinarea dilatării termice se face cu ajutorul dilatometrului prin măsurarea variaţiei la încălzire a lungimii probei (STAS 7824-67).

2.1.1.7. Conductibilitatea termică

Este determinată de cantitatea de căldură ce traversează într-un anumit timp un material refractar de grosime dată şi se apreciază în funcţie de mărimea coeficientului de conductivitate termică λ (W/m·grd.)

Transmiterea căldurii prin materiale refractare se efectuează prin conductibilitate (la temperaturi joase), convecţie (în materialele refractare cu pori mari) şi radiaţie (la temperaturi înalte). De menţionat că materialele refractare cu structură preponderent cristalină (magnezitice, carborundice, etc.) au conductibilitatea termică inversă faţă de temperatură, iar materialele refractare amorfe sau cu conţinut ridicat de sticlă prezintă variaţia conductibilităţii termice direct proporţională cu temperatura. Cărămizile uşoare (din şamotă, silice) posedă o conductibilitate termică mult inferioară celei a cărămizilor obişnuite, datorită porozităţii lor ridicate.

Bazată pe aceste considerente, utilizarea la zidăria cuptoarelor de încălzire a cărămizilor uşoare permite asigurarea în acelaşi timp şi a unor pierderi mici de căldură şi a unei greutăţi scăzute a cuptoarelor.

Conductibilitatea termică caracterizează viteza de deplasare a frontului termic în masa refractarului, la încălzirea acesteia, determinînd mărimea gradientului de temperatură ce se creează în acest mod. Coeficientul de conductibilitate termică a temperaturii este dat de relaţia:

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma} \qquad (m^2/h)$$

unde: λ - coeficientul de conductibilitate termică;

C - capacitatea calorică masică;

γ - greutatea specifică.

Din punct de vedere al capacităţii de emisie refractarele pot fi asimilate corpului cenuşiu, avînd capacitatea de emisie cuprinsă între 75 - 80 % din cea a corpului negru.

Conducţia electrică a materialelor refractare la temperatura mediului ambiant este foarte mică şi creşte odată cu temperatura.

5.1.1.8. Rezistenţa la temperaturi sub încărcare reprezintă temperatura la care materialul refractar începe să se înmoaie (să se turtească) sub acţiunea unei sarcini de 2 daN/cm^2. Determinarea rezistenţei sub încărcare la temperaturi înalte se efectuează pe probe standard, introduse între doi cilindri de grafit, într-un cuptor (fig.124) care se încălzeşte pînă la sfîrşitul deformării probei standard.

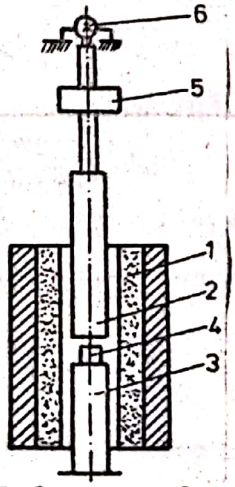


Fig.124 Schema instalaţiei pentru încercarea materialelor refractare la deformare sub încărcare la temperaturi înalte
1 - cuptor electric cilindric încălzit cu criptol; 2 - cilindru de grafit care apasă pe probă; 3 - cilindru de sprijin; 4 - probă standard; 5 - greutate; 6 - dilatometru.

Deformarea la încărcare la temperaturi înalte a materialelor refractare are loc într-un interval de temperaturi. Se consideră începutul înmuierii sub încărcare, momentul în care proba supusă încercării capătă o deformare de 4 % din înălţimea sa, iar sfîrşitul procesului, momentul în care proba ajunge la o deformare de 40 % din înălţime.

Cunoaşterea intervaluluim de temperaturi de deformare sub încărcare reprezintă importanţă pentru alegerea materialelor refractare în vederea executării zidăriei cuptoarelor şi, în special, a elemente-

lor de zidărie puternic solicitate static şi termic, cum ar fi stîlpii între uşi şi vatra cuptoarelor.

5.1.1.9.Rezistenţa la compresiune reprezintă capacitatea materialelor refractare de a rezista la apăsare la temperatura obişnuită. Ea este influenţată în principal de compoziţia granulometrică şi mai puţin de porozitate.

Limitele rezistenţei la compresiune, la materialele refractare obişnuite, variază între 100 şi 400 daN/cm^2, iar pentru materialele refractare speciale ajunge la 1000 daN/cm^2.

Rezistenţa cea mai mică o au cărămizile fabricate manual; prin fabricare mecanică rezistenţa poate spori de trei-patru ori.

5.1.1.10.Rezistenţa la şoc termic este proprietatea materialelor refractare de a rezista la încălziri şi răciri rapide şi repetate, fără să se producă crăpături sau fisuri. Ea se exprimă prin numărul de cicluri de încălziri şi răciri rapide la care rezistă materialul refractar fără să crape.

Rezistenţa la şoc termic are o deosebită importanţă, în special pentru produsele utilizate la construcţia cuptoarelor pentru forjă, care sînt supuse la şocuri termice mari.

Cea mai bună rezistenţă la şoc termic o au materialele refractare pe bază de carbură de siliciu, de şamotă, de alumină, cromomagnezitice, zirconice şi cromitice.

5.1.1.11.Rezistenţa la atacul chimic este proprietatea materialelor refractare de a se opune acţiunii exercitate la temperaturi înalte de către zgurele lichide, metalele topite sau gazele arse

Pentru construcţia cuptoarelor este foarte importantă alegerea materialului refractar. Distrugerea produselor de şamotă în cuptoarele pentru forjă este provocată în special de acţiunea oxizilor de fier, mai ales de Fe_2O_3.

La cuptoarele pentru forjă şi mai ales la cuptoarele pentru încălzirea lingourilor mari, precum şi la cuptoarele de încălzire a

a pieselor pentru matriţare, oxizii de fier împreună cu cocsul aşezat pe vatră, formează un amestec uşor fuzibil, care pătrunde între cărămizile vetrei de şamotă şi o corodează.

Rezultate bune, în ceea ce priveşte creşterea rezistenţei la coroziune a vetrelor cuptoarelor de forjă, se obţin atunci cînd acestea sînt executate din materiale refractare bazice şi în special din cărămizi forsteritice.

5.2.Materiale refractare utilizate la construcţia cuptoarelor de forjă şi tratamente termice

La construcţia cuptoarelor de forjă şi tratamente termice sînt utilizate numai anumite categorii de materiale refractare, în funcţie de temperatura de lucru. De asemenea ţinîndu-se seama de mersul discontinuu al acestor cuptoare, cu variaţii mari de temperatură, rezultă că materialele refractare utilizate în construcţia lor, trebuie să reziste la variaţii de temperatură şi la şocuri termice.

5.2.1.Materiale refractare silicioase

La materialele refractare silicioase (simbolizate cu A), silicea sau dioxidul de siliciu (SiO_2) este elementul chimic principal care imprimă materialelor refractare silicioase un caracter acid şi o refractaritate peste 1770°C. Materia primă principală din care se fabrică refractarele silicioase este cuarţitul, la care se adaugă diferiţi lianţi (lapte de var, argilă refractară, Cr_2O_3, TiO_2,etc.).

În timpul încălzirii, cuarţitul suferă transformări succesive de la o formă cristalină la alta, şi anume în cristobalit şi tridimit. Aceste treceri au loc cu modificări de volum. Dacă timpul de ardere a refractarelor silicioase nu a fost suficient la temperatură înaltă în timpul încălzirii cuptorului după reparaţie, transformarea cristalină va continua cu creştere de volum, ceea ce va provoca crăpături,precum şi degradarea zidăriei refractare.

De aceea, atît în timpul arderii refractarelor silicioase , cît

şi al încălzirii zidăriei cuptorului după reparaţii, încălzirea în intervalul de transformare - în special între 700 şi 800°C - trebuie făcută încet, pentru ca produsele să nu crape.

In funcţie de conţinutul de component refractar principal (SiO_2), refractarele silicicase se împart astfel:

- cuarţo-silicioase, (AS),conţinînd peste 98 % SiO_2;
- silica (A), conţinînd minimum 93 % SiO_2
- semisilica (AB), conţinînd 80 ... 93 % SiO_2;
- silica cu adaosuri (AC), conţinînd minimum 80 % SiO_2.

Materialele refractare silicioase sînt caracterizate prin temperatură înaltă de înmuiere sub încărcare (1600...1650°C) şi rezistenţă redusă la şoc termic. Ele sînt folosite la executarea bolţilor cuptoarelor de încălzire cu temperaturi de lucru peste 1200°C şi funcţionare termică continuă.

5.2.2.Materialele refractare silico-aluminoase

Aceste materiale au drept componenţi principali silicea şi alumina (Al_2O_3) şi mai conţin cantităţi mici de CaO, MgO, Fe_2O_3.

In funcţie de conţinutul de alumină şi de silice, aceste materiale pot avea un caracter neutru sau semiacid şi pot fi împărţite în mai multe subclase.

Refractarele silico-argiloase (B) conţin 65...85 % SiO_2 şi 12 ... 30 % Al_2O_3; au caracter semiacid şi refractaritatea cuprinsă între 1650 şi 1710°C.

Proprietatea cea mai importantă a acestor refractare o constituie constanţa mare de volum, datorită compensării dilatării cuarţului prin contracţia argilei, ceea ce face posibilă utilizarea materialelor refractare silico-argiloase la executarea zidăriei cuptoarelor de tratamente termice şi a canalelor de fum.

Materialele refractare de şamotă (C) au rezistenţa la compresiune de minimum 135 daN/cm^2 şi porozitatea aparentă de 26 %; ele sînt materiale refractare argiloase cu conţinut de 28...38% Al_2O_3, fiind

fabricate din 40...50% argilă refractară nearsă şi 60...50 % argilă arsă (şamotă).

Creşterea refractarităţii materialelor refractare de şamotă se poate realiza prin creşterea conţinutului de Al_2O_3.

Refractarele de şamotă au refractaritatea cuprinsă între 1580° şi 1750°C, iar cele cu adaos de alumină (CA, CB şi CC) refractaritatea de minimum 1750°C.

Produsele din şamotă simplă şi cele cu adaos au porozitatea aparentă de maximum 25 %, rezistenţa la compresiune de 150...250 daN/cm^2, rezistenţă bună la şoc termic (15...30 cicluri) şi temperatură joasă de început de înmuiere sub încărcare (1150...1350°C).

Produsele din şamotă nu rezistă la acţiunea zgurelor feroase şi a oxizilor de fier (ţunder). Aceasta deoarece oxizii de fier reacţionează cu SiO_2 liber din şamotă şi formează silicaţi uşor fuzibili care produc distrugerea materialului refractar.

Creşterea conţinutului de argilă arsă la 80..90 % în produsele de şamotă conduce la îmbunătăţirea calităţii acestor produse. Se obţine astfel: rezistenţă mare la şoc termic (aproximativ 100 cicluri), rezistenţă mare la compresiune (500...1000 daN/cm^2), porozitate aparentă mai mică (9...13%) şi contracţie redusă (cel mult 0,3%).

Materialele refractare cu conţinut mare de argilă arsă se întrebuinţează la zidăria cuptoarelor unde se impune rezistenţă mare la şoc termic.

La construcţia cuptoarelor de forjă şi tratamente termice cea mai largă utilizare o au produsele de şamotă. Cărămizile de şamotă de diferite forme şi dimensiuni se folosesc la cuptoarele de încălzire care funcţionează la temperaturi de maximum 1200...1300°C, pentru executarea zidăriei pereţilor şi a canalelor de fum.

Cărămizile de şamotă cu adaos de alumină se folosesc pentru executarea zidăriei bolţii cuptoarelor de încălzire. Cărămizile de şamotă se pot utiliza şi la executarea vetrei, însă numai la cuptoarele

în care temperatura cuptorului nu trebuie să fie mai mare de 800...900°C deoarece oxizii de fier formaţi produc degradarea materialului refractar.

Refractarele de şamotă se produc şi sub formă de cărămizi cu porozitate mare (şamote uşoare), utilizate pentru executarea zidăriei interioare a unor cuptoare de tratamente termice cu funcţionare periodică, cu scopul de a se obţine micşorarea pierderilor de căldură acumulată în zidărie.

Samotele uşoare se obţin prin introducerea în masa crudă a şamotelor obişnuite, a unor adaosuri (mangal, rumeguş de lemn,etc.) care ard în timpul arderii materialelor refractare, rezultînd un produs poros. Ele se mai pot realiza şi prin alte metode.

Aceste produse au refractaritatea peste 1580°C, dar au marele dezavantaj că au rezistenţa la şoc termic scăzută, în comparaţie cu şamotele obişnuite.

Samotele uşoare,cu densitatea sub 0,9 ... 1 kg/dm^3, sînt utilizate la cuptoarele de forjă şi tratamente termice şi pentru izolarea termică a zidăriei refractare. Ele au temperatura de înmuiere sub sarcină de 1300°C şi rezistenţa la compresiune de 50 daN/cm^2.

5.2.3.Refractarele aluminoase

Aceste materiale refractare sînt simbolizate cu litera D şi conţin 46...62% Al_2O_3 obţinîndu-se din materii prime cu conţinut mare de alumină. Aceste refractare sînt utilizate la fabricarea materialelor izolante, pentru executarea suporturilor rezistenţelor electrice din cuptoarele de încălzire. Sub formă de cărămizi sînt utilizate pentru zidirea zonei arzătoarelor din cuptoarele adînci şi pentru căptuşirea zonei de ardere în cuptoarele tunel.

Produsele aluminoase au refractaritatea de 1780...1820°C, temperatura de început de înmuiere sub încărcare de 1450...1530°C, rezistenţa la compresiune de 300...350 daN/cm^2 şi porozitatea aparentă de maximum 25%. Cărămizile aluminoase au stabilitate termică bună, re-

Scanned with OKEN Scanner

zistă bine la atacul chimic al zgurei bazice şi mai puţin al zgurelor acide.

Refractarele superaluminoase (E) cu conţinut de 62...72% Al_2O_3 şi cele corindonice (F) cu 72...92% Al_2O_3 au cost ridicat, ceea ce limitează utilizarea lor la cuptoarele de încălzire.

5.2.4.Refractarele magneziene

Materialele refractare magneziene au drept constituient de bază magnezia (MgO), care are un caracter puternic bazic. Ele pot fi: refractare periclasice, magnezitice, forsteritice, cromitomagnezitice, dolomitice,etc. Dintre toate aceste produse numai cele magnezitice şi forsteritice sînt utilizate la cuptoarele de încălzit.

Refractarele magnezitice (H) conţin 85...95%MgO şi 3...10% Fe_2O_3, au refractaritate mare, peste 2000°C, rezistă bine la coroziunea zgurelor bazice, însă nu au rezistenţă la şoc termic. Sînt utilizate sub formă de cărămizi la zidirea vetrelor cuptoarelor de forjă şi în special a cuptoarelor ce încălzesc piese în vederea matriţării. Cărămizile de magnezită, avînd refractaritate mare şi temperatură de început de înmuiere sub încărcare de asemenea mare (1600...1700°C) nu formează cu oxizii de fier zgure uşor fuzibile care să adere la suprafaţa pieselor.

Refractarele forsteritice (I) au drept constituient principal forsteritul (silicat de magneziu) şi conţin 65...85%MgO şi 35...15% SiO_2. Refractarele forsteritice au un caracter bazic, refractaritate de 1800...1900°C, rezistenţă bună la şoc termic şi la acţiunea chimică a oxizilor de fier. Datorită rezistenţei bune la şoc termic şi la atacul chimic al oxizilor de fier, cărămizile forsteritice se utilizează cu rezultate bune la executarea zidăriei vetrei cuptoarelor de forjă, înlocuind cărămizile magnezitice.

Materialele refractare carborundice (T) au drept constituient de bază carbura de siliciu. Ele se caracterizează prin refractaritate mare, practic, nu se topesc, iar în atmosfera oxidantă se descompun.Au conductibilitate termică şi electrică mare, iar temperatura de defor-

mare sub încărcare este de 1400°C.

Materialele refractare cu carborund se fabrică din carburi de siliciu, avînd ca liant argilă refractară, silicat de sodiu sau substanţe organice. Materialele refractare carborundice se utilizează la construcţia cuptoarelor cu muflă, a cuptoarelor electrice şi la executarea de rezistenţe electrice pentru încălzire.

5.2.5. Materiale refractare pulverulente

Aceste materiale pot proteja sau înlocui zidăria executată din cărămizi refractare. La zidăriile cuptoarelor de forjă şi tratamente termice se folosesc ca materiale pulverulente: betoane refractare, mortare refractare şi tencuieli refractare.

Betoanele refractare sînt amestecuri alcătuite dintr-un agregat refractar (şamotă, cromit, etc.) şi liant mineral rezistent la temperatură.

Se disting:

- betoane rezistente la temperaturi înalte, cu refractaritate între 700 şi 1550°C;

- betoane refractare propriuzise, cu refractaritate de minimum 1550°C;

- betoane refractare izolante, cu refractaritatea de 1100°C.

Betoanele refractare se folosesc tot mai mult la construcţia monolitică a cuptoarelor, înlocuind total sau parţial cărămizile refractare. Utilizarea betoanelor refractare prezintă o serie de avantaje: micşorarea duratei de reparaţie, deoarece se pot turna în forme simple din lemn, direct în cuptor; eliminarea rosturilor din zidărie, elementul cel mai puţin rezistent în construcţia cuptoarelor; nu necesită ardere prealabilă, eliminînd astfel fabricaţia costisitoare a cărămizilor refractare.

Betoanele refractare mai prezintă avantajul unei rezistenţe mari la şoc termic şi la uzură. Ele sînt mai ieftine cu 30 - 60% decît cărămizile refractare şi se pot folosi prin turnare la rece în cofraje

direct la cuptor sau separat în forme pentru: pereţi, bolţi şi vetre la cuptoarele de forjă şi tratamente termice. Betoanele refractare prezintă ca dezavantaje rezistenţă mecanică mică şi condiţii de uscare şi preîncălzire pretenţioase.

Mortarele refractare sînt amestecuri omogene din agregate refractare fin măcinate şi liant, care umezite cu apă se folosesc pentru zidirea şi legarea cărămizilor.

Proprietăţile cerute mortarelor refractare se obţin prin alegerea corespunzătoare a raportului dintre materiile prime şi adaosuri. Calitatea şi caracterul chimic al mortarului trebuie să corespundă calităţii cărămizilor cu care sînt folosite. Mortarele refractare pentru zidării din cărămizi de silica sînt realizate din amestecuri de cuarţit măcinat, deşeuri de cărămizi silica şi argilă. Mortarele pentru produse refractare din şamotă sînt amestecuri omogene de şamotă şi argilă. La mortarele semiacide şamota este înlocuită, parţial sau total, cu nisip sau cu cuarţit. Mortarele bazice sînt realizate din praf de magnezită şi gudron de huilă deshidratată.

Tencuielile refractare sînt mase refractare cu caracteristici asemănătoare cu ale mortarelor, dar cu granulaţie mai fină. Tencuielile refractare folosesc la protejarea zidăriei refractare împotriva uzării şi distrugerii în timpul exploatării. Ele pot fi aplicate manual sau prin torcretare (suflare cu aer comprimat),pe zidărie.

5.3.Materiale termoizolante

Materialele termoizolante sînt utilizate pentru executarea părţii exterioare a zidăriei cuptorului, cu scopul reducerii la minim a pierderilor de căldură. De aceea aceste materiale trebuie să aibă o conductivitate termică cît mai mică, densitate mică şi refractaritate suficientă pentru a rezista acţiunii temperaturii exterioare a zidăriei refractare a cuptorului.

Cele mai utilizate materiale termoizolante folosite la cuptoarele de forjă şi tratamente termice sînt: cărămizile refractare uşoare de

şamotă sau de silica, diatomitul şi azbestul.

Cărămizile refractare uşoare sînt caracterizate prin densitate mică şi porozitate mare (aproximativ 50...55%). Aceste refractare uşoare, spre deosebire de celelalte materiale termoizolante, se pot folosi la temperaturi mai înalte de 900°C.

Diatomitul se foloseşte sub formă de material de umplutură şi, cel mai frecvent, sub formă de cărămizi. Cărămizile de diatomit se obţin prin presarea masei umede de pămînt de diatomee (fosile) urmată de uscare şi ardere.

Cărămizile de diatomit conţin 95% SiO_2, au densitate scăzută 500 - 600 kg/m^3 şi rezistenţă la compresiune foarte scăzută (6-10 daN/cm^2). Diatomitul sub formă de granule sau praf se utilizează la cuptoarele de forjă şi de tratamente termice în special pentru izolarea termică a bolţilor.

Azbestul este un material termoizolant obţinut dintr-un amestec de silicat de magneziu (crizolit), argilă şi diatomit. El se utilizează la cuptoare de încălzire, sub formă de plăci sau de cărămizi, pînă la temperaturi de 700°C pentru izolarea pereţilor sau a vetrelor.

5.4. Materiale obişnuite de construcţie

In afara materialelor refractare, la construcţia cuptoarelor de forjă şi de tratamente termice se mai utilizează şi alte materiale, cum ar fi: beton simplu şi armat, piatră spartă, blocuri de zgură şi cărămidă roşie. Betoanele sînt folosite la executarea fundaţiilor, cu condiţia ca temperatura la contactul zidărie-fundaţie să nu depăşească 250°C, deoarece în caz contrar betonul se degradează.

La executarea fundaţiilor pe care se sprijină cuptorul se mai utilizează piatră spartă şi blocuri de zgură. Cărmida roşie este folosită ca material izolant la canalele de fum, la coşuri, etc.

5.5. Materiale metalice utilizate la construcţia cuptoarelor

Principalele materiale metalice utilizate în construcţia cuptoarelor industriale sînt: fonta, oţelul turnat şi oţelul termorezistent şi

refractar. Acestea sînt utilizate atît în construcţia scheletului metalic al cuptoarelor cît şi în confecţionarea diverselor repere şi ansamble cum sînt: tuburi din fontă pentru recuperatoare, plăci, cadre, răcitoare, injectoare, arzătoare, etc.

5.5.1.Fonta

Se utilizează pentru turnat uşi de cuptoare, grătare şi în general a reperelor metalice ce funcţionează la temperaturi de maxim 425°C, temperatură după care la fonte se produce o dilatare mare şi scad proprietăţile mecanice. Prin introducerea în compoziţia chimică a adaosurilor de crom (0,7 % max.) şi siliciu (1,2 - 2 %) se limitează considerabil creşterea dilatării acestora la temperaturi de peste 400°C.

Pentru construcţia recuperatoarelor metalice din fontă sînt recomandate trei tipuri principale de fonte în funcţie de temperaturile de utilizare a acestora şi anume:

- Fonte cenuşii cu conţinut ridicat de siliciu şi crom sub 1% , fonte utilizate la temperaturi de maxim 850°C pentru gaze şi maxim 450°C pentru aerul preîncălzit;

- Fonte cenuşii cu conţinut ridicat de crom şi siliciu (maxim 3%), fonte utilizate la temperaturi de 950°C pentru gaze şi maxim 500°C pentru aerul preîncălzit;

- Fonte cenuşii înalt refractare cu maxim 30% Cr, aliere ce conduce la eliminarea pericolului fisurării la cald şi al oxidării, fonte utilizate la temperaturi de maxim 1100°C ale gazelor de evacuare şi de maxim 700°C pentru aerul preîncălzit. In genere se poate considera că toate fontele şi oţelurile refractare conţin Cr, Ni şi adeseori Mo, Al, Ti, Si, W.

5.5.2.Oţelul

Oţelul obişnuit de construcţii se utilizează în construcţia scheletului metalic al cuptoarelor industriale şi în construcţia carcasei metalice exterioare de protecţie. De o deosebită importanţă în construcţia cuptoarelor industriale sînt oţelurile inoxidabile şi oţelurile

refractare.

5.5.2.1. Oţelurile inoxidabile

Se consideră inoxidabil un oţel, la o anumită temperatură (t°C), în cazul în care masa de metal oxidată la acea temperatură, în timp de menţinere de 120 ore, interval de timp în care se admit şi patru răciri intermediare, nu depăşeşte valoarea de $1 g/m^2$ şi de $2 g/m^2$ la o temperatură de (t + 50°C).

5.5.2.2. Oţelurile refractare

Aceaste oţeluri sînt cele mai utilizate în construcţia elementelor cuptoarelor industriale şi conţin, în principal, 0,17 - 0,22% C; 0,35% Si; 0,40 - 0,45% Mn; 0,3 - 2% Mo. Aceste oţeluri se pot utiliza la temperaturi medii de exploatare (max.500°C).

La temperaturi de peste 550°C se utilizează oeţluri înalt refractare, oţeluri cu rezistenţă mare la formarea de ţunder şi cu o bună rezistenţă la fluaj.

Principalele elemente constructive ale cuptoarelor la care se recomandă oţelurile înalt aliate sînt:

- focare de cuptoare cu o recirculare a gazelor de evacuare;
- tuburi radiante şi repere din construcţia arzătoarelor;
- recuperatoarele cu ţevi; cu sau fără ace;
- şine de glisare, roţi, şine de rulare, grătare, benzi transportoare;
- rezistoare pentru cuptoarele electrice.

Din punct de vedere al compoziţiei chimice oţelurile înalt refractare se clasifică în (tabelul Nr. 51):

- oţeluri feritice (puternic magnetice);
- oţeluri austenitice;
- oţeluri ferito-austenitice (nemagnetice).

Oţelurile înalt refractare se utilizează în construcţia tuburilor radiante în cazul cînd reperele supuse procesului termic nu trebuie să intre în contact cu gazele de ardere. Din punct de vedere al compo-

Scanned with OKEN Scanner

ziţiei chimice, în aceste cazuri, se pot utiliza oţelurile înalt refractare austenitice precum şi oţeluri aliate cu: Cr 5%; Mo 0,5% (eventual 0,3% Va).

Tabel Nr.51

Cele mai importante oţeluri termorefractare

Grupa	Denumirea după DIN	Elementele de aliere,%				Rezistenţa la ţunder pînă la °C
		Si+Al	Cr	Ni	Ti	
Feritic	8 Si Ti 46	1			0,6	620
	X 10 Cr Al 7	1,5	6,5			800
	X 10 Cr Al 13	2,0	13			900
	X 10 Cr Al 18	2,0	18			1050
	X 10 Cr Al 24	3,0	24			1200
Feritico-austenitic	X 20 Cr Ni Si 25 4	1,0	25	4	0,6	1100
Austenitic	X 12 Cr Ni Ti 18 9	1,0	18	10		800
	X 15 Cr Ni Si 20 12	2,0	20	12		1050
	X 15 Cr Ni Si 25 20	2,0	25	20		1150

După cum se cunoaşte conţinutul de crom al unui oţel determină caracteristica de refractaritate, cantitatea de molibden conduce la creşterea rezistenţei la formarea ţunderului şi cobaltul conduce la creşterea rezistenţei la cald, în special în cazul structurilor de tip austenitic.

CAP.VI.ELEMENTELE CONSTRUCTIVE ALE CUPTOARELOR INDUSTRIALE

Materialele utilizate în construcţia diferitelor cuptoare industriale trebuie astfel alese încît împreună cu proiectarea judicioasă a elementelor constructive să conducă la realizarea optimă a acestora atît din punct de vedere al preţului de cost, precum şi din punct de vedere, în special, a economicităţii de combustibil utilizat.

Totodată este indicat, ca în construcţia cuptoarelor industriale, să se utilizeze,pe cît posibil, numai elemente tipizate de construcţie, acestea asigurînd reducerea preţului de fabricaţie, concomitent cu reducerea preţului de cost al reparaţiilor ulterioare.

6.1.Fundaţiile cuptoarelor

Fundaţiile cuptoarelor au rolul principal de a transmite la pămînt greutatea întregii construcţii. In calculele de proiectare se consideră că sarcina produsă de baza fundaţiei (fig.125) asupra solului nu poate depăşi 2,5 Kgf/cm^2, sarcină constantă pe tot perimetrul bazei.

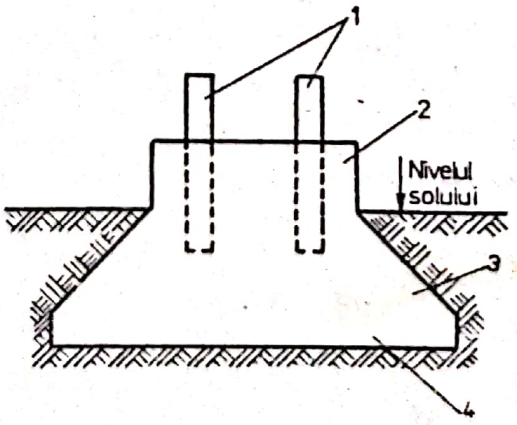


Fig.125 Fundaţie
1 - guruburi de ancorare pentru fixarea construcţiei metalice a scheletului; 2 - trunchi; 3 - consolă; 4 - talpă.

Din punct de vedere al formei geometrice, aceasta poate să difere singura condiţie fiind o rezistenţă mecanică mare. In general fundaţiile sînt executate din cărămidă normală (în solurile uscate) sau din beton şi beton armat. De remarcat că totdeauna adîncimea fundaţiei trebuie să depăşească adîncimea de îngheţare a solului cu excepţia cuptoarelor construite în hale acoperite, pentru evitarea dislocării acesteia. In cazul cînd apar pînze de ape freatice, fundaţiile se protejează cu materiale hidrofuge.

6.2. Pereţii cuptorului

In cazul cuptoarelor cu temperaturi ridicate de funcţionare se pot adopta următoarele grosimi de pereţi ai cuptoarelor (Trinks W.):

- pereţi de 1 m lungime sau înălţime, grosimea pereţilor de maxim 120 mm;
- preţi de 2 m lungime sau înălţime, grosimea maximă de 230 mm;
- pereţi de 3 m lungime sau înălţime, grosimea maximă de 350 mm;

Grosimile recomandate, ale zidăriei cuptoarelor de încălzire, se dau în tabelul Nr.52.

Tabel Nr.52

Grosimile recomandate (orientativ) ale zidăriei

Elemente de zidărie	Temperatură cuptor, °C	Strat interior		Strat termoizolator	
		Grosimea, mm	Materialul	Grosimea, mm	Material
1	2	3	4	5	6
Pereţi cu înălţime:	pînă la				
pînă la 1 m	1200	120	Samotă cl.C	250	Cărămidă
peste 1 m	1200	250	Idem	250	Idem
pînă la 1 m	1200	230	Samotă cl.B	120 - 250	Idem
peste 1 m	1200	230-350	Samotă cl.A	120 - 250	Idem
Bolţi de cuptoare cu deschidere:	pînă la				
pînă la 1 m	1000	120	Samotă cl.B	120 - 150	Umplutură izolatoare
pînă la 3,5 m	1000	230	Idem	150 - 200	Idem
peste 3,5 m	1000	300	Idem	150 - 200	Idem
pînă la 1 m	1000-1200	120	Samotă cl.A	120 - 150	Idem

Tabel Nr.52
(Continuare)

1	2	3	4	5	6
pînă la 3,5 m	1000-1200	230	Idem	150 - 200	Idem
peste 3,5 m	1000 1200	300	Idem	150 - 200	Idem
pînă la 1 m	1200	230	Idem	120 - 250	Idem
pînă la 3,5 m	1200	300	Silică sau samotă cl.A	150 - 200	Idem
peste 3,5 m	1200	200	Idem	150 - 200	Idem

Pereţii se execută,în general din două straturi: un strat interior, din cărămidă refractară, şi un strat exterior din cărămidă sau umplutură izolatoare.

De remarcat că în construcţia pereţilor, produsele de şamotă alcătuiesc încă şi astăzi, aproximativ, trei sferturi din materialele refractare si ele se folosesc în toate tipurile de cuptoare. De menţionat că;cărămizile de silice, cele cu conţinut ridicat de alumină şi cele bazice ca şi materialele refractare speciale se folosesc numai în zonele de solicitare termică pronunţată.

Totodată este de reţinut că un perete interior din şamotă poate fi acoperit în exterior cu o zidărie din cărămidă normală (obişnuită), înzidirea realizîndu-se prin intercalare, lucru ce nu este posibil în cazul a două straturi de zidărie de tipul silice şi şamotă.

Deosebit de importante în cazul înzidirii pereţilor sînt dimensiunile rosturilor de dilataţie, ce pot fi plasate la distanţe maxime de 4 - 6 m. Lăţimea rostului calculat pe baza coeficienţilor de dilataţie şi a temperaturilor ce există în cuptoare, se poate micşora la 50% (în cazul zidăriei din şamotă şi cărămidă obişnuită) deoarece în timpul uscării zidăriei apare o contractare. La colţurile cuptoarelor trebuie prevăzute rosturi de dilataţie în număr suficient deoarece aici pot apare dilatări în direcţii diverse. Pentru a-şi păstra dimensiunile calculate rosturile de dilataţie se umplu, în timpul înzidirii, cu carton ondulat sau alte materiale uşor comprimabile şi combustibile ca

în fig.126.

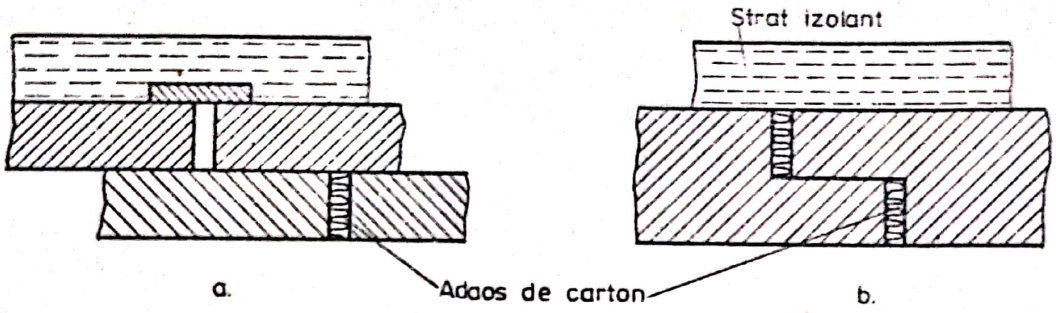


Fig.126 Etanşarea rosturilor

In cazul cuptoarelor industriale mari, trebuie prevăzute rosturi de dilatare ce se pot realiza simplu prin lăsarea, din 3 în 3 m, a unor straturi de 5 mm de hîrtie groasă şi uşor combustibilă care în timpul prcesului termic de uscare arde creind rosturile propriuzise.

6.3.Bolta cuptorului

Bolta cuptorului (fig.127) reprezintă partea de construcţie cea mai importantă şi totodată cea mai sensibilă a unui cuptor. Aceasta se execută, în general, sub formă de arc sprijinindu-se pe umerii de boltă care se reazămă pe stîlpi de ancorarea legaţi între ei prin ancore de tracţiune. Bolta se realizează, în cazul cînd este în formă de arc de cerc, din cărămizi pană standardizate (STAS : -51).

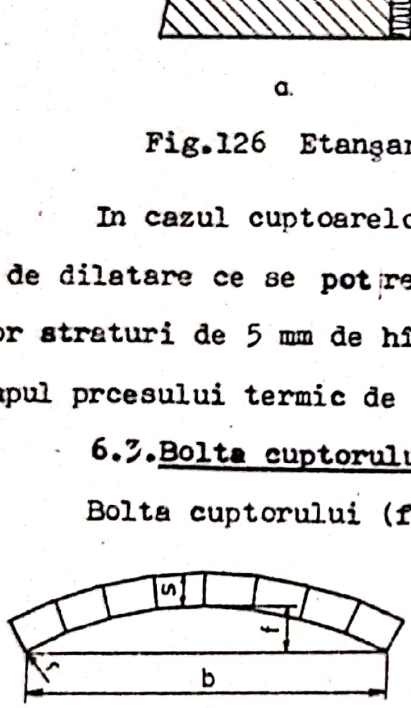


Fig.127 S - grosimea bolţii; f - săgeata; b - deschiderea; $\varphi = f/b$ - curbura bolţii.

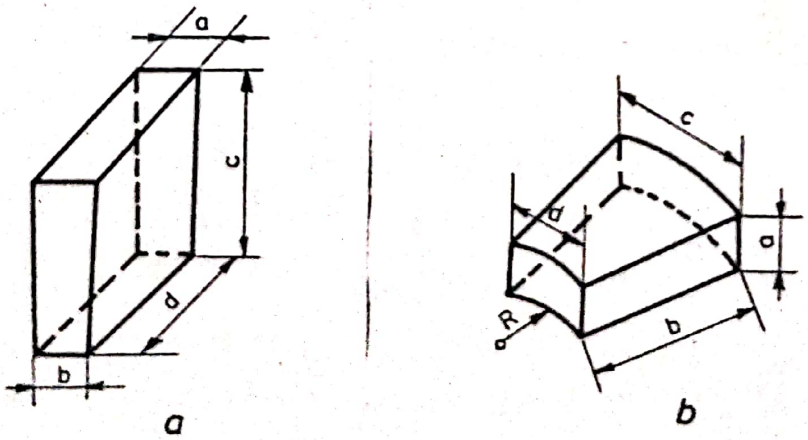


Fig.128 a - cărămizi pană lungă b - cărămizi plate

Tabel Nr.53

Cărămizi pană lungă

Tip	a	b	c	d
PL 1	65	55	300	150
PL 2	65	55	250	250
PL 3	65	55	250	125
PL 4	65	55	350	150
PL 5	65	35	250	250
PL 6	65	35	250	123
PL 7	65	55	400	150
PL 8	65	35	230	113
PL 9	65	45	230	113
PL 10	65	55	230	113
PL 11	75	57	380	150
PL 12	78	70	460	150

Tabel Nr.54

Cărămizi plate

Tip	a	b	c	d	R
C 7	75	230	150	90	350
C 8			175	116	450
C 9			134	95	550
C 10			152	112	650

Dezavantajul acestor tipuri constructive de bolţi constă din limitarea razei de curbură. Totuşi, prin înzidiri alternative a unor cărămizi de raze diferite se poate obţine o rază medie special aleasă pentru boltă, dar prin aceasta se măreşte numărul de rosturi necesare. Experimental s-a determinat că o curbură de boltă ($\rho = f/b$) de 1/8 în cazul bolţilor din cărămizi de silice (Trinks) ca şi în cazul şamotei dă rezultate foarte bune în exploatare:

Pentru calculul razei de curbură (fig.129) a bolţilor se poate utiliza relaţia:

$$r^2 = \left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r - f)^2$$

Notînd $\rho = f/b$, se poate scrie:

$$r = \frac{b}{2}\left(\rho + \frac{1}{4\rho}\right)$$

$$\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{b}{2}\cdot\frac{1}{r} = \frac{1}{\rho + \frac{1}{4\rho}}$$

Experimental se poate adopta grosimea bolţilor astfel:

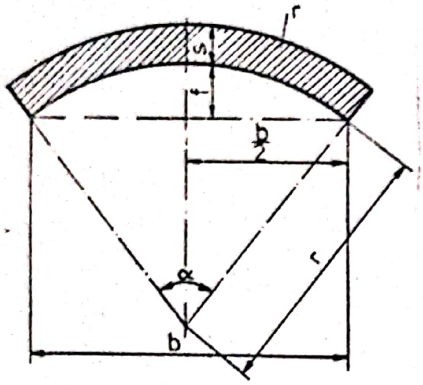
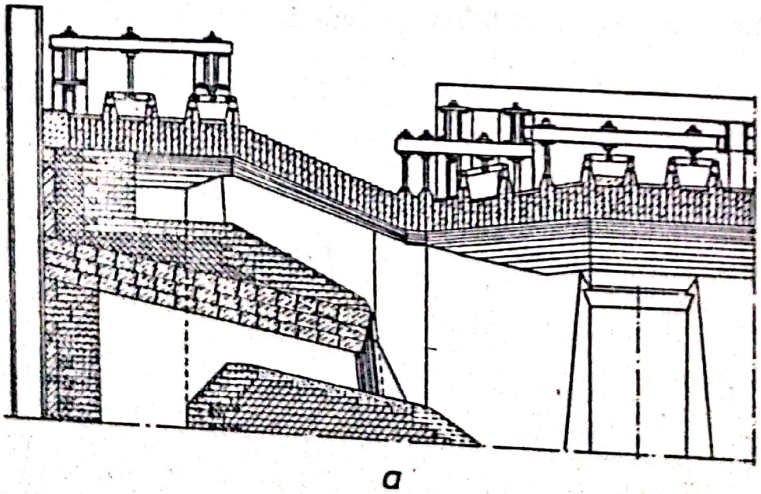


Fig.129

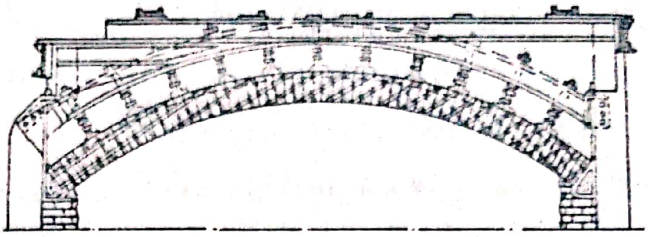
deschidere b, (m)	<1,25	<3,6	<5,5	<7,25
grosimea bolţii, s (m)	0,115	0,23	0,345	0,45

Observaţie Pentru un singur arc de boltă nu se recomandă deschideri mai mari de 5,5 m. In cazurile cînd sînt necesare bolţi cu deschideri mai mari se pot utiliza bolţi suspendate, în care caz cărămizile sînt suspendate de o construcţie metalică superioară exterioară, nesupusă la temperatură ridicată. Aceste tipuri constructive de bolţi nu trebuie să aibă forma unui arc de cerc. De exemplu la cuptoarele Siemens-Martin, bolţile sînt executate din produse magnezito-ceramice sub formă de arce suspendate (fig.130)



a

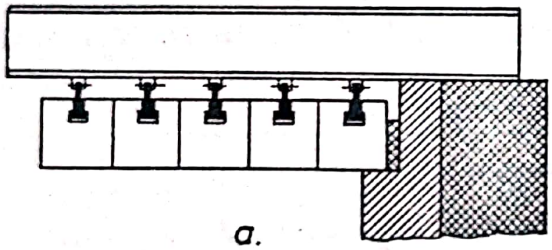
Fig.130 a



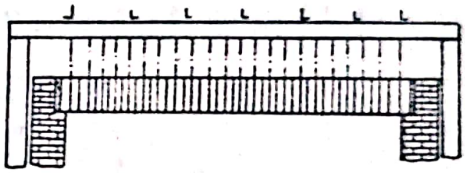
b.

Fig.130 b

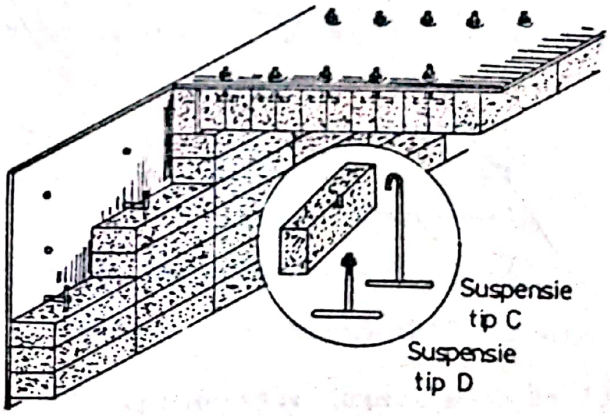
In fig.131 sînt prezentate tipuri constructive de bolţi plane suspendate.



a.



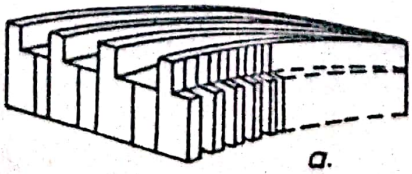
b.



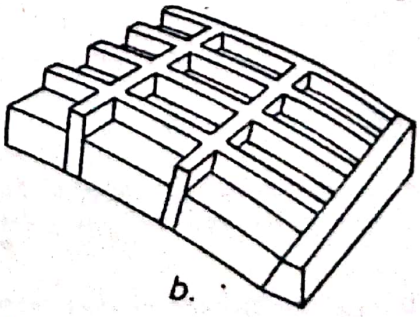
c.

Fig.131 a, b, c.

De remarcat că rezistenţa bolţilor de la cuptoarele Siemens-Martin se poate mări prin adoptarea unor construcţii cu nervuri sau în formă de casete (fig.132).



a.



b.

Fig.132
a - boltă cu nervuri
b - boltă cu casete

6.3.1.Calculul bolţilor de cuptoare

In cadrul acestui capitol,se va trata şi calculul stîlpilor de ancorare şi a ancorelor de tracţiune necesare.

Se consideră în calcule că poziţia axei neutre trece prin axa secţiunii bolţii în cazul bolţii reci şi coborîtă în cazul bolţii calde, fapt ce conduce la două situaţii de calcul şi anume:

- bolta în stare rece;
- bolta în stare încălzită.

6.3.1.1.Calculul bolţii în stare rece

Se trasează iniţial graficul eforturilor din boltă (fig.133).

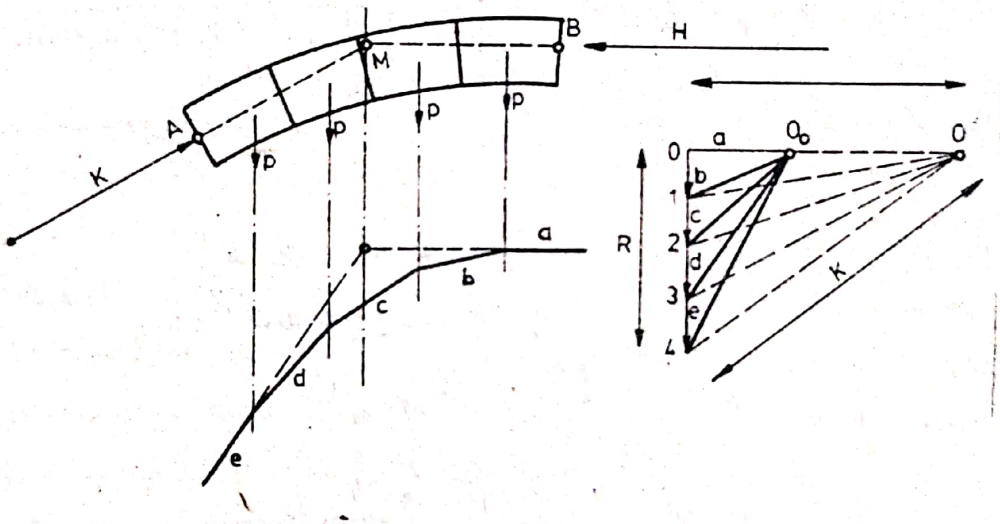


Fig.133

Se observă că de-a lungul verticalei prin centrul de greutate al jumătăţii arcului de boltă acţionează forţa R, iar aceasta se descompune în componenta de compresiune orizontală H care acţionează asupra secţiunii centrale a bolţii şi componenta de compresiune K din umărul de reazem.

Putem scrie:

$$K^2 = R^2 + H^2$$

unde: R - greutatea unei jumătăţi de arc de boltă pe o lungime în adîncime de 1 m.

Dar, pentru bolţi circulare cunoaştem:

$$\frac{\alpha}{360}\cdot\pi\left[(r+s)^2 - r^2\right] = \frac{\pi\cdot\alpha}{360}\cdot s(2r+s)$$

Deci:

$$2R = G = \gamma\cdot\frac{\pi\cdot\alpha}{360}\cdot s(2r+s).$$

şi:

$$\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{R}{K}$$

6.3.1.2.Calculul bolţii încălzite

Considerăm eforturile ce acţionează în boltă cele din fig.134.

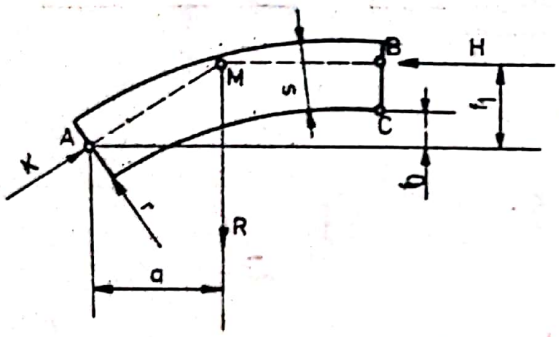


Fig.134

Din calculul bolţii reci se cunoaşte că: G = 2R.

Scriem ecuaţia de momemnte faţă de punctul A:

$$-H\cdot f_1 + R\cdot a = 0$$

$$H = \frac{R\cdot a}{f_1} = \frac{G\cdot a}{2f_1}$$

In cazul încălzirii bolţii, datorită deplasărilor forţei H din B înx C relaţia de calcul a lui H devine:

$$H_o = \frac{G\cdot a}{2f_o} \quad \text{şi} \quad \boxed{H_o = \frac{f_1}{f_o}\cdot H}$$

Deci în stare caldă forţa orizontală (H) calculată pentru starea rece se înmulţeşte cu un factor de corecţie c (tabelul Nr.55):

$$c = \frac{f_1}{f_o} > 0$$

Tabel Nr.55

f/b	f/s	c	f/b	f/s	c
1/5	3	1,19	1/8	4	1,14
	2	1,31		3	1,20
	1	1,79		2,5	1,24
1/10	3	1,20		2	1,32
	2	1,32		1,5	1,47
	1	1,93		1	1,89

Valoarea lui (c) se poate determina cu relaţiile lui Lemart astfel:

$$c = \frac{f_1}{f_o} = \frac{f_o + \frac{s}{2}}{f_o}$$

deoarece:

$$\frac{f - f_o}{\frac{s}{2}} = \frac{r - f}{r} \text{ şi } \frac{1}{f_o} = \frac{1}{f - \frac{r - f}{r} \cdot \frac{s}{2}}$$

obţinem:

$$c \doteq 1 + \frac{s}{2}\frac{1}{f_o} = 1 + \frac{\frac{s}{2}}{f - \frac{r-f}{r}\cdot\frac{s}{2}} = 1 + \frac{1}{\frac{2f}{s} - 1 + \frac{f}{r}}$$

cunoscînd că:

$$r = \frac{f}{2} + \frac{b^2}{8f}, \qquad \frac{f}{r} = \frac{f}{\frac{f}{2} + \frac{b^2}{8f}} = \frac{\frac{f}{b}}{\frac{1}{2}\cdot\frac{f}{b} + \frac{1}{8}\cdot\frac{b}{f}}$$

obţinem:

$$c = 1 + \frac{1}{\frac{2f}{s} - 1 + \frac{\frac{f}{b}}{\frac{1}{2}\cdot\frac{f}{b} + \frac{1}{8}\cdot\frac{b}{f}}}$$

6.4. Calculul stîlpilor de ancorare şi al ancorelor

Se consideră pentru calcul existenţa eforturilor în ancoră şi stîlp conform fig.135.

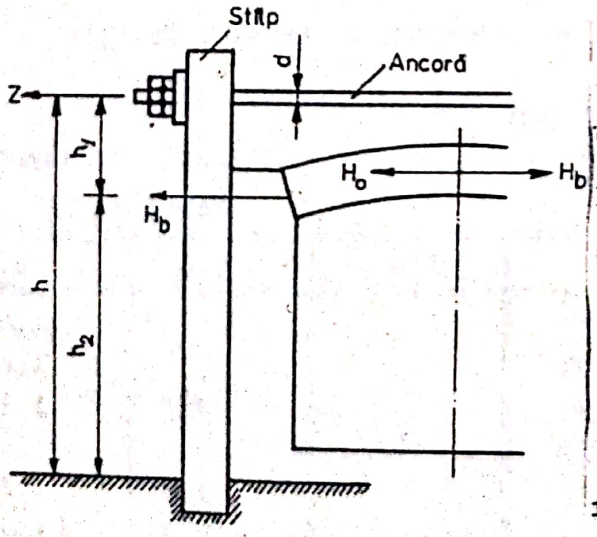


Fig.135

Se poate considera în practica proiectării cuptoarelor industriale următoarea valoare pentru stîlpii de ancorare (K_b) şi pentru ancore (K_z):

$K_b = 75$ daN/cm^2

$K_z = 500$ daN/cm^2

Distanţa între stîlpi poate fi de 1 - 2 metri. In cazurile simple, pentru ancore este sufi-

cientă calcularea lui H_o conform relaţiei:

$$H_o = \frac{f_1}{f_o} \cdot \frac{G \cdot a}{2f_1} \qquad H_o = c \cdot \frac{G}{2 \operatorname{ctg} \alpha/2}$$

Pentru bolţile plate, această relaţie introduce o eroare de circa 8 %.

Pentru stîlpii de ancorare se calculează în principiu momentul încovoietor maxim:

$$M_b = c \cdot H_o \cdot \frac{h_1 h_2}{h} \qquad (daN \cdot cm)$$

şi modulul de inerţie necesar:

$$W = \frac{M_b}{750} \qquad (cm^3)$$

Pentru calculul ancorei se determină în principal forţa de tracţiune:

$$Z = c \cdot H_o \cdot \frac{h_2}{h} \cdot \quad (daN)$$

$$d = 0{,}0506 \cdot \sqrt{Z} \ (daN).$$

CAP.VII. INSTALATII ELECTROTERMICE INDUSTRIALE

Utilizarea încălzirii prin efectul termic al energiei electrice este foarte larg răspîndită, satisfăcînd o varietate mare de necesităţi industriale.

Obţinerea căldurii prin efect Joule-Lentz presupune existenţa în materialele supuse încălzirii a sarcinilor electrice libere (electroni sau ioni). Introducînd materialele într-un cîmp electric, în ele apare un curent electric reprezentat de deplasarea ordonată a sarcinilor electrice libere.

Electronii se mişcă cu viteză constantă, deşi materialul (conductorul) prezintă o rezistenţă electrică reprezentată de ciocnirile elastice între electroni şi moleculele staţionare, deoarece cîmpul electric le întreţine mişcarea prin învingerea rezistenţei care se opune înaintării lor. Lucrul mecanic consumat pentru învingerea acestei rezistenţe se transformă în căldură, care la rîndul ei determină creşterea temperaturii materialului respectiv. Căldura obţinută datorită efectului Joule-Lenz este proporţională cu pătratul intensităţii (I) a curentului, cu rezistenţa electrică (R) a materialului (conductorului) şi cu timpul de trecere al curentului, astfel:

$$Q = I^2 \cdot R \cdot \tau \quad (J)$$

7.1. Clasificarea instalaţiilor electrotermice industriale

Instalaţiile electrotermice se pot clasifica după modul de încălzire (după procedeul de transformare al energiei electrice în energie termică) şi de transmitere a căldurii la produsul de încălzit (fig. 136).

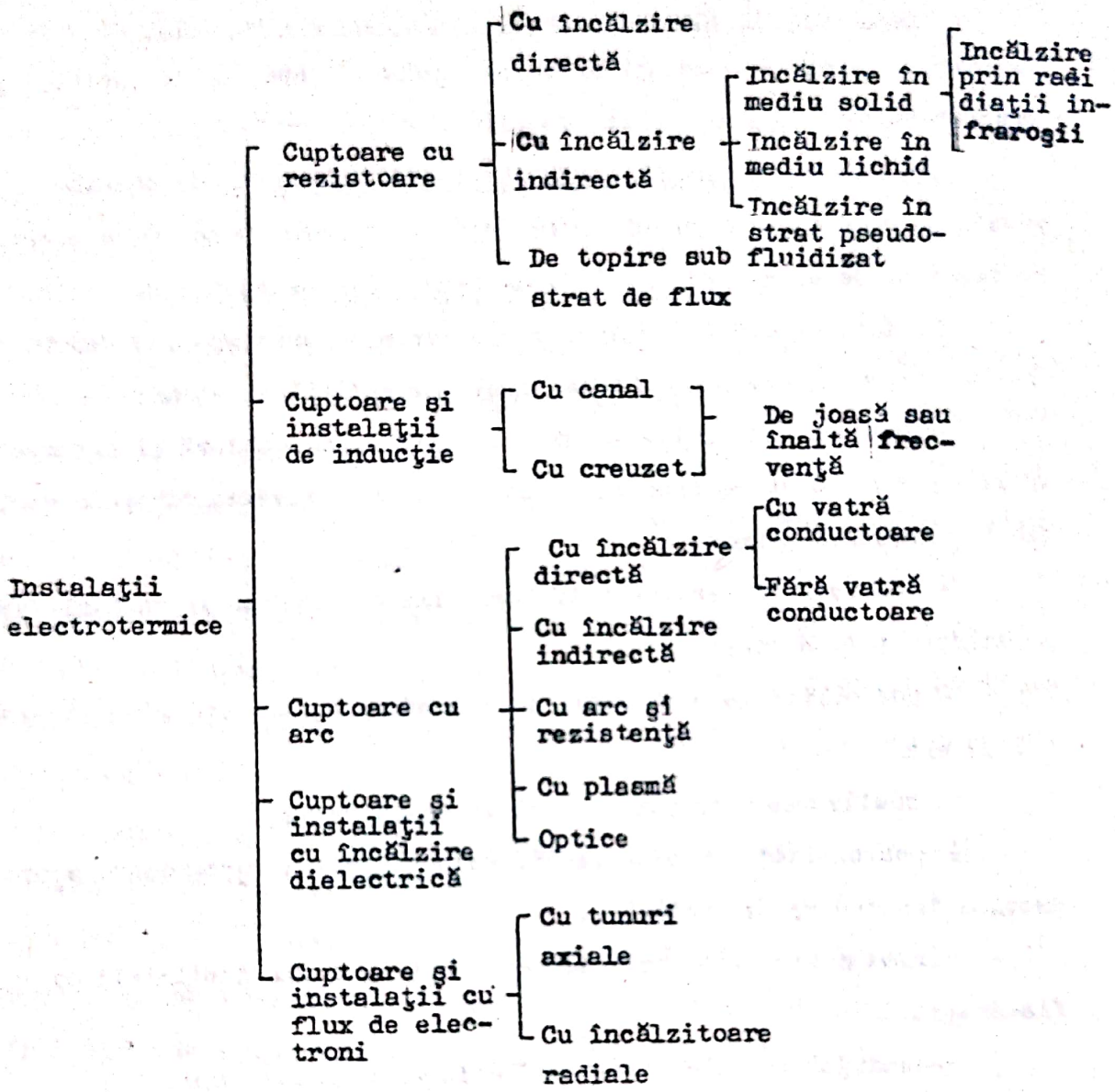


Fig.136 Clasificarea instalaţiilor electrotermice industriale după modul de încălzire

Cuptoarele electrice cu rezistori, se bazează pe degajarea de căldură în conductoare solide sau lichide parcurse de curent;

Cuptoarele electrice cu arc se bazează pe căldura degajată prin descărcarea electrică dirijată produsă între electrozi;

Cuptoarele şi instalaţiile de inducţie se bazează pe transmiterea energiei electrice corpului introdus într-un cîmp electromagnetic variabil în timp, corp ce se încălzeşte prin fenomenul de inducţie electromagnetică;

Cuptoarele şi instalaţiile de încălzire dielectrică se bazează pe efectul termic al curenţilor de deplasare ce apar în dielectrici şi semiconductori introduşi într-un cîmp electric variabil în timp;

Cuptoarele şi instalaţiile cu flux de electroni se bazează pe degajarea căldurii în corpul ce se încălzeşte prin bombardarea acestuia cu fascicol de electroni emişi de un catod de construcţie specială.

Încălzirea electrică prezintă o serie de avantaje în raport cu încălzirea realizată prin arderea unui combustibil şi anume:

- reglarea în limite largi a cantităţii de căldură şi a temperaturii de regim ceea ce face posibilă obţinerea oricărei curbe de variaţie a procesului termic;

- precizia temperaturii de lucru impuse, precum şi un înalt grad de uniformitate a acesteia;

- posibilitatea utilizării de atmosfere controlate şi a încălzirii în vid;

- realizarea unor puteri mari în volum redus;

- posibilităţi de mecanizare, automatizare şi programare a procesului tehnologic de încălzire;

- randamentul este mai ridicat decît în cazul încălzirii cu flacără;

- condiţii igienico-sanitare de lucru mult mai bune.

Dintre principalele dezavantaje amintim:

- preţul de cost ridicat al energiei electrice în raport cu cărbunele, păcura şi gazele;

- investiţii mai mari datorită complexităţii echipamentelor electrice;

- siguranţă relativ redusă în funcţionarea de lungă durată;

- preţul de cost ridicat al reparaţiilor capitale;

- necesitatea unui personal de întreţinere de înaltă calificare.

Ţinînd cont de aceste considerente, trebuie specificat că utilizarea procedeelor electrotermice este recomandată cînd:

- procedeul tehnologic impune acest lucru;
- necesitatea unei producţii de calitate superioară;
- se urmăreşte îmbunătăţirea conditiilor de muncă;
- cînd se caută reducerea preţului de cost sau al investiţiilor.

7.2. Adoptarea instalaţiilor electrotermice

Adoptarea corespunzătoare a instalaţiilor electrotermice, adoptare ce să conducă la o variantă optimă de utilizare este de o deosebită importanţă în reducerea preţului de cost al procesului tehnologic.

Astfel, un proces electrotermic de topire a materialelor metalice se poate realiza în cuptoare electrice cu rezistori, cuptoare electrice cu inducţie, cuptoare electrice cu arc, cu plasmă şi cu fascicol de electroni. Pentru adoptarea unui anumit tip de cuptor trebuie să ţinem cont de următoarele principii de utilizare a instalaţiilor electrotermice şi anume:

- Cuptoarele electrice cu rezistori şi încălzire indirectă se utilizează pentru topirea metalelor usor fuzibile (aluminiu, plumb, cositor, etc.) pentru instalaţii de laborator şi instalaţii auxiliare, deoarece asigură o încălzire precisă şi uniformă cu posibilitatea de a folosi atmosferă neoxidantă (vid, atmosferă controlată) dar nu se pot obţine (în condiţii industriale) temperaturi ridicate şi viteze mari de încălzire;

- Cuptoarele cu inducţie, se utilizează pentru topirea metalelor neferoase, a fontei şi a aliajelor pe bază de fier şi nichel precum şi a materialelor neconductoare în cazul utilizării creuzetelor de grafit. Aceste cuptoare permit o încălzire uniformă, productivitate ridicată, dar au un preţ de cost ridicat, iar căptuşeala refractară este deosebit de solicitată;

- Cuptoarele cu arc se utilizează pentrum topirea metalelor şi aliajelor feroase, retopirea acestora precum şi la topirea materialelor nemetalice cu punct înalt de fuzibilitate. Aceste cuptoare permit o concentrare bună a puterilor mari, temperaturi de lucru ridicate, vite-

ze mari de încălzire şi productivitate ridicată, dar prezintă dezavantajul impurificării băii metalice cu materialul electrodului şi apariţia supraîncălzirii locale.

- Cuptoarele cu fascicol de electroni şi cu jet de plasmă nu sînt aplicate pe scară largă în industrie, ci numai în cercetare pentru elaborarea unor metale deosebit de pure.

Din punct de vedere a instalaţiilor utilizate în vederea prelucrării prin deformare plastică la cald şi a tratamentelor termice, cele mai des folosite sînt cuptoarele electrice cu rezistenţă cu încălzire indirectă, cuptoarele de inducţie şi mai rar cuptoarele cu rezistenţă cu încălzire directă.

Cuptoarele electrice cu rezistori şi încălzire indirectă sînt larg utilizate în procesele tehnologice şi de tratamente termice (temperatura maximă de 1200°C).

Permiţînd obţinerea unor diagrame termice de precizie ridicată, la o construcţie relativ simplă cu un bun randament şi factor de putere acestea pot funcţiona şi cu atmosferă controlată sau vid.

Cuptoarele de inducţie se utilizează în special în procese de tratamente termice, fiind caracterizate prin compactitate bună a construcţiei, fiabilitate ridicată, un factor de concentrare a puterii ridicat. Principalele dezavantaje sînt: randamentul şi factorul de putere inferioare cuptoarelor cu rezistori. Aceste cuptoare sînt avantajoase în cazul producţiei de serie mare şi în masă.

7.3. Materiale utilizate în construcţia instalaţiilor electrotermice

Materialele metalice utilizate în construcţia cuptoarelor electrice larg utilizate în industrie sînt redate în anexa nr.26.

Materialele folosite la executarea elementelor de încălzire trebuie să satisfacă următoarele condiţii şi proprietăţi;

- lipsa transformărilor de fază la încălzire şi răcire în timpul exploatării;

- temperatură de fuziune înaltă;
- refractaritate ridicată;
- rezistivitate ridicată;
- variaţie cît mai mică a rezistivităţii cu temperatura;
- rezistenţă bună la oxidare şi la coroziune, deoarece micşorarea secţiunii conductorilor electrici modifică rezistivitatea şi puterea de încălzire;
- rezistenţă mecanică bună la temperaturi înalte şi la şocuri termice;
- dilatare termică mică şi fasonare uşoară;
- plasticitate şi sudabilitate.

Principalele aliaje metalice pentru rezistori fac parte din clasele de aliaje de tipul nicromurilor, nicromurilor cu aluminiu, Fe-Cr-Ni, Fe-Cr-Al şi sînt redate în anexa nr.27.

Elementele de încălzire pot fi: metalice, nemetalice sau ceramice. Elementele metalice sînt confecţiobate din aliaje Fe-Cr-Si, aliaje feritice Fe-Cr-Al cu conţinut de Cr pînă la 30% şi aliaje Cr-Ni. Pentru temperaturi înalte se utilizează metale cu punct ridicat de fuziune ca: platina, molibdenul, wolfram, tantal,niobiu şi kanthalul. Protecţia superficială a conductoarelor electrice împotriva coroziunii şi a corodării este asigurată, la aliajele feritice, de pelicula formată de oxidul de aluminiu, iar în cazul oţelurilor austenitice de pelicula de oxid de crom.

Pe lînga aceste materiale metalice, în construcţia rezistorilor se mai utilizează carburile greu fuzibile şi grafitul.

Carburile greu fuzibile reprezintă materialele cu cele mai mari perspective pentru cuptoarele cu temperatură ridicată (carburile de titan, de zirconiu, de niobiu, de tantal, de hafniu, etc.) fiind obţinute prin procedeele moderne ale metalurgiei pulberilor (anexa nr.28).

Grafitul prezintă principala proprietate de a-şi micşora rezistenţa electrică cu creşterea temperaturii (pînă la o valoare minimă şi

apoi creşte din nou) concomitent cu scăderea conductibilităţii termice şi creşterea rezistenţei mecanice (anexa nr.29).

7.4. Calculul încălzitoarelor din aliaje rezistive şi execuţia constructivă a elementelor încălzitoare

Elementele încălzitoare metalice ale majorităţii cuptoarelor se execută fie din bandă de metal, fie din sîrmă. In fig.137 este reprezentată construcţia unui încălzitor în zig-zag, din bandă, şi modul cum se fixează pe pereţii, vatra şi bolta cuptorului. Elementele încălzitoare se fixează pe pereţii cuptorului cu cîrlige şi elemente separatoare metalice sau ceramice chituite în zidărie, iar pe vatră şi boltă se aşează în canalele zidăriei, formate din cărămizi fasonate special. Cu

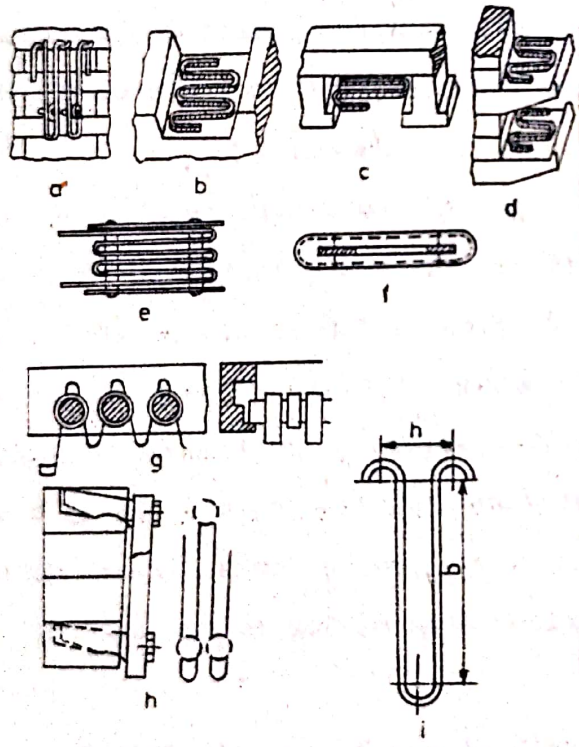


Fig.137 Construcţia elementelor încălzitoare din bandă metalică: a-încălzitor din bandă în zig-zag montat pe peretele lateral, pe cîrlige metalice; b-idem, montat pe vatră; c-idem, montat în boltă; d-idem, montat pe suport ceramic; e-element du cadru detaşabil pentru temperaturi înalte; f-element cu vatră pentru temperaturi joase; g-încălzitor "spirală" pe tuburi ceramice; h-element încălzitor din bandă în zig-zag montat pe cîrlige ceramice; i-dimensiunile principale ale încălzitoarelor din bandă metalică.

cît elementele încălzitoare au spirele mai dese, cu atît se pot monta mai uşor în cuptor, dar cu atît ecranarea reciprocă a spirelor este mai mare şi suprafaţa benzii metalice se utilizează mai prost. De aceea, s-au stabilit dimensiunile raţionale în practică ale elementelor încălzitoare din bandă în zig-zag (fig.137 i): raportul dintre lăţimea B şi grosimea benzii încălzitorului este de 5 - 20, iar pasul zig-zagului $h \geqslant 1{,}8\%\ B$.

Înălţimea zig-zagului montat pe perete poate fi de 150 până la 600 mm, dar la fiecare 200 mm se vor monta cîte un rînd de separatoare. Pe boltă şi pe vatră, înălţimea zig-zagului nu trebuie să depăşească 250 mm.

Elementele încălzitoare din sîrmă se pot executa tot sub formă de zig-zag, fixate pe pereţii, vatra şi bolta cuptorului (fig.138 a,b,c). De obicei, însă, din sîrmă se execută spirale. De cele mai multe ori, la cuptoarele industriale se utilizează, pentru încălzitor, sîrmă cu diametrul de 3 - 7 mm. Raportul dintre pasul h al spiralei şi diametrul d (fig.138 j) se alege în funcţie de posibilităţile de montare ($h \geqslant 2d$) $D = (6 - 8)d$ - pentru Cr-Ni şi $D = (4 - 6)d$ pentru Fe-Cr-Al).

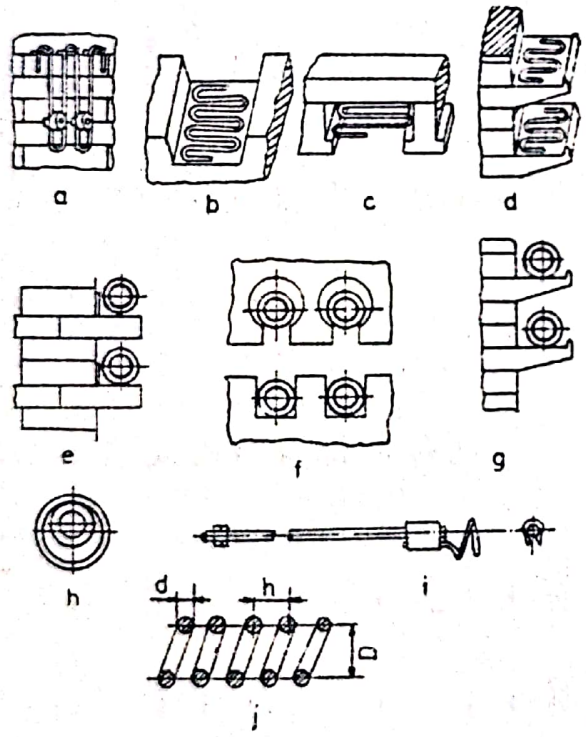


Fig.138 Elemente încălzitoare din sîrmă:
a-încălzitor din sîrmă în zig-zag montat pe cîrlige metalice pe peretele lateral al cuptorului; b-idem, montat în vatră; c-idem, montat în boltă; d-idem, montat pe suport ceramic; e-spirală din sîrmă montată pe cărămizile proeminente ale peretelui lateral şi legate de cîrlige; f-idem, montată în boltă şi în canalele cărămizilor acesteia; g-idem montată pe suport ceramic; h-idem, înfăşurată pe tub ceramic; i-bornă de încălzitor de sîrmă; j-dimensiunile principale ale încălzitoarelor de sîrmă.

Pentru calculul încălzitoarelor din aliaje rezistive, puterea specifică (puterea degajată de unitatea de suprafaţă a încălzitorului, W_{id}) reprezintă mărimea de care depinde durata de funcţionare a încălzitoarelor şi limita de oxidare a materialului rezistiv (fig.139, tabelul nr.56).

Tabel Nr. 56.a.

Dimensiunile maxime şi optime ale **încălzitoarelor** din sîrmă amplasate pe 1 m^2 din suprafaţa **camerei** de **lucru** a **cuptorului**.

	Încălzitor în zigzag								Încălzitor spiral			
	Pe **placă cu** nervuri, **cu** pasul nervurii				Pe **cîrlige** u t/d				Pe **policioare** u t/d			
	l_{max}	$S_{f.max.}$	l_{max}	$S_{f.max.}$	l_{max}	$S_{f.max}$	$l_{opt.}$	$S_{f.opt.}$	l_{max}	$S_{f.max.}$	$l_{opt.}$	$S_{f.opt.}$
	M	m^2	m	m^2	m	m^2	m	m^2	m	m^2	m	m^2
	12,5 mm		17 mm		2,75		3,5		2		4	
4	70	8800	50	6250	-	-	-	-	200	24600	100	12300
4,5	70	9910	50	7030	-	-	-	-	180	24600	90	12300
5	70	11000	50	7800	-	-	-	-	160	24600	80	12300
5,6	-	-	50	8750	-	-	-	-	140	24600	70	12300
6,3	-	-	50	9850	-	-	38	7450	125	2460	62,5	12300
7	-	-	-	-	43	9500	34	7450	115	24600	57,5	12300
8	-	-	-	-	38	9500	30	7450	100	24600	50	12300
9	-	-	-	-	34	9500	27	7450	-	-	-	-
10	-	-	-	-	30	9500	24	7450	-	-	-	-
11	-	-	-	-	27	9500	21	7450	-	-	-	-
12	-	-	-	-	25	9500	20	7450	-	-	-	-
13	-	-	-	-	23	9500	18	7450	-	-	-	-
14	-	-	-	-	21	9500	16,5	7450	-	-	-	-
15	-	-	-	-	20	9500	15,5	4750	-	-	-	-
16	-	-	-	-	19	9500	15	7450	-	-	-	-
17	-	-	-	-	18	9500	14	7450	-	-	-	-
18	-	-	-	-	17	9500	13,5	7450	-	-	-	-
19	-	-	-	-	16	9500	12,5	7450	-	-	-	-
20	-	-	-	-	15	9500	12	7450	-	-	-	-

Scanned with OKEN Scanner

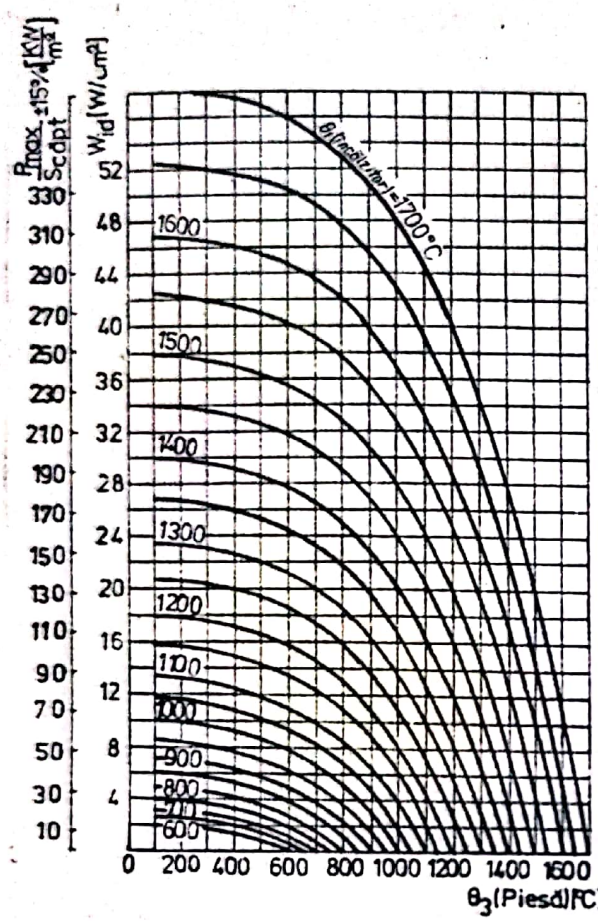


Fig.139 Valorile puterilor specifice ale încălzitoarelor ideale si puterile amplasate pe 1 m^2 căptuseală în functie de temperaturile supraf.ce primeste căldura şi încălzitorului. (cifrele de pe curbe)

Tabel Nr.56 b

Dimensiunile maxime şi minime ale încălzitoarelor din bandă amplasate pe 1 m^2 din suprafaţa camerei de lucru

Secţiunea benzii, mm	La e/b=2		La e/b=0,9	
	l_{opt}	S_{opt}	l_{max}	S_{max}
2,0 X 10	38,0	9150	84,0	20200
1,5 X 15	25,0	8250	55,5	18300
2,0 X 15	25,0	8600	55,5	18900
2,2 X 20	19,0	8450	42,0	18700
2,5 X 20	19,0	8550	42,0	18900
3,0 X 20	19,0	8750	42,0	19300
2,2 X 25	15,0	8150	33,5	18250
2,5 X 25	15,0	8250	33,5	18500
3,0 X 25	15,0	8400	33,5	18800
2,2 X 30	12,5	8050	25,0*	16100*
2,5 X 30	12,5	8125	25,0*	16250*
3,0 X 30	12,5	8250	25,0*	16800*
2,2 X 36	10,5	8025	19,0**	14500**
2,5 X 36	10,5	8075	19,0**	14650**
3,0 X 36	10,5	8200	19,0**	14800**
2,2 X 40	9,5	8025	21,0	17700
2,5 X 40	9,5	8075	21,0	17850
3,0 X 40	9,5	8175	21,0	18050

Obs.Raportul e/b pt.cîteva secţiuni care diferă de 0,9 al căror calcul este identic *) e/b = 1,0 **) e/b = 1,1

Legătura dintre puterea specifică şi cea ideală este dată de relaţia:

$$w = w_{id} \cdot \alpha_{ef} \cdot \alpha_p \cdot \alpha_o \cdot \alpha_r$$ în care:

w - puterea specifică admisibilă;

w_{id} - puterea specifică ideală;

α_{ef} - coeficient de radiaţie efectivă a unui încălzitor dat (tabelul Nr.56 c).

Calculul rezistoarelor se va face pe baza dimensiunilor geometrice prezentate în fig.140.

α_p - coeficientul pasului încălzitorului (fig.141).

α_o - coeficient depinzînd de coeficientul redus de radiaţie ($c_{ech.}$) (fig.142);

Tabel Nr.56 c.

Valoarea lui α_{ef}

Sistemul încălzitorului	α_{ef}	Valorile minime ale dimensiunilor relative spire
Sîrmă în zig-zag	0,68	2,75
Bandă în zig-zag	0,40	0,90
Sîrmă spirală pe policioare	0,32	2,00
Sîrmă spirală pe tub ceramic	0,32	2,00

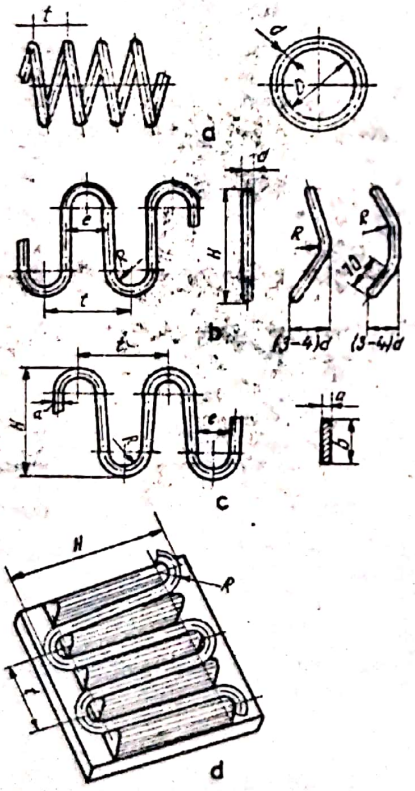


Fig.140 Incălzitoare din sîrmă si bandă;
a - sîrmă în spirală; b - sîrmă în zigzag; c - bandă în zigzag; d - sîrmă în zigzag pe placă ceramică

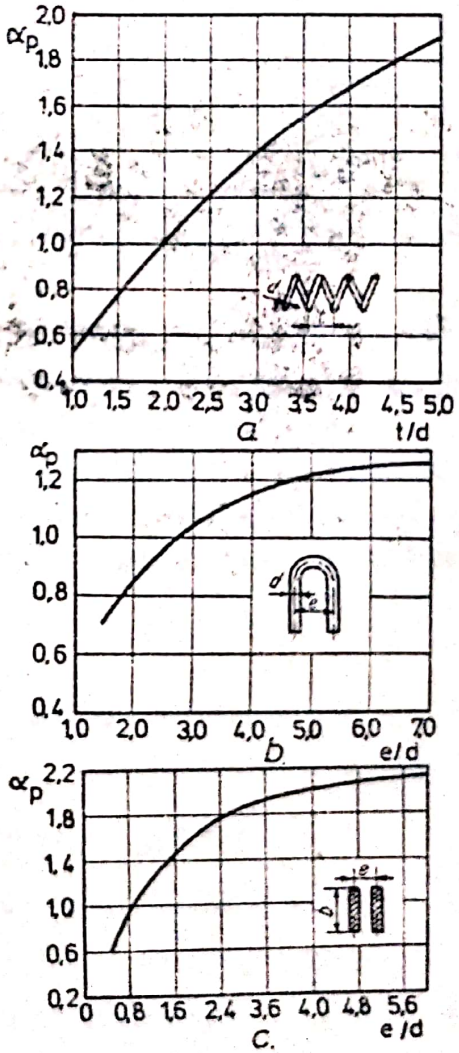


Fig.141 Dependenţa coeficientului α_p de dimensiunile relative ale spirelor:a-sîrmă în spirală; b-sîrmă în zigzag; c-bandă în zigzag.

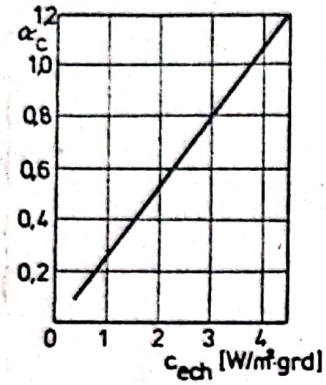


Fig.142 Dependenţa coeficientului α_c de coeficientul redus c_{ech}

În cazul încălzitoarelor de tip nicrom şi carborund, montate în cuptoare, se consideră $\varphi_{înc.} \approx 0,8$.

$$c_{ech} = \frac{5,7}{\frac{1}{\varphi_p} + \frac{1}{\varphi_{înc}} - 1} \quad (W/m^2.{}^oK^4)$$

pentru valori ale lui $\varphi_{înc.} < 0,7$:

$$c_{ech} = \frac{5,7}{\frac{1}{\varphi_p} + \frac{S_p}{S_{pereţi}}\left(\frac{1}{\varphi_{înc}} - 1\right)} \quad (W/m^2.{}^oK^4)$$

α_r - coeficiant în funcţie de raportul $S_p/S_{pereţi}$ (fig.143).

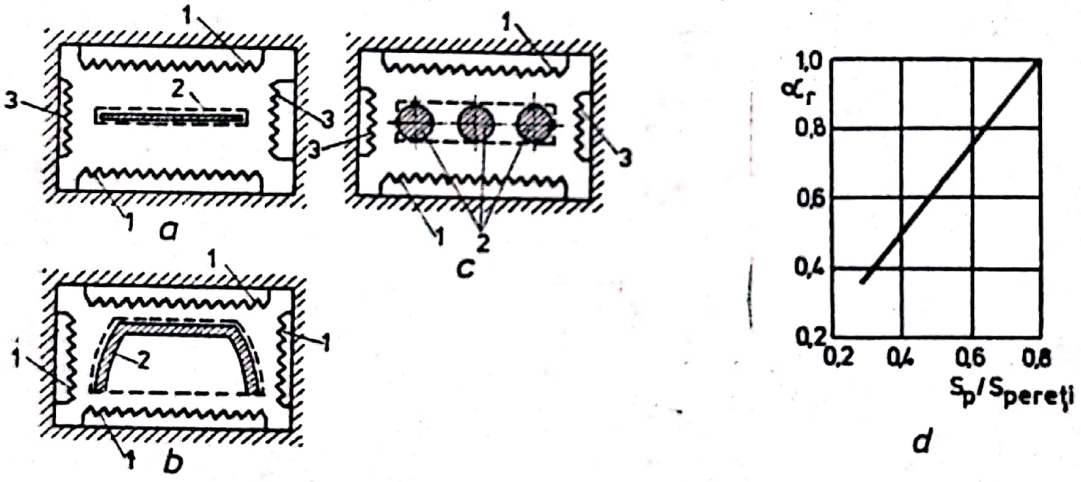


Fig.143 Pentru determinarea suprafeţelor de schimb de căldură: a - pereţi plani (bandă); b şi c - pereţi de diferite forme; d - dependenţa coeficientului α_r de raportul dintre suprafaţa piesei şi cea a pereţilor camerei de lucru. 1 - încălzitoarele principale; 2 - piesa de încălzit; 3 - încălzitoarele pentru compensarea pierderilor de căldură prin pereţi.

Pentru valori ale lui $S_p/S_{pereţi} \geqslant 0,8$, $\alpha_r = 1$. Relaţia este valabilă în totalitate pentru valori ale raportului $S_p/S_{pereţi} > 0,3$.

Se defineşte drept dimensiune relativă a spirelor (fig.140) raportul dintre distanţa dintre axele ramurilor (e) şi diametrul sîrmei (d) pentru sîrme în zig-zag respectiv grosimea benzii (b) pentru banda în zig-zag (e/b) şi raportul între pasul spirei (t) şi diametrul sîrmei (d) pentru spirele din sîrmă (t/d).

Valorile optime sînt: e/b = 1,4 - 2,6; e/d = 2,5 - 4,5; t/d = 3,2 - 4,8.

Puterea totală a cuptorului este:

$$P = \frac{Q_{tot} \cdot K}{860} \quad (KW) \text{ în care:}$$

Q_{tot} - consumul total de căldură (Kcal/h);

K - coeficientul de siguranţă cu următoarele valori:

1,2 - 1,3 pentru cuptoare cu funcţionare continuă

1,4 - 1,5 pentru cuptoare cu funcţionare intermitentă.

Se cunoaşte că:

$$P = \frac{U^2}{10^3 R} \quad (KW); \quad R = \frac{U^2}{10^3 P} = \rho \cdot \frac{l}{S}; \quad W = \frac{10^3 P}{S} = \frac{10^3 P}{10 \mathcal{P} l} = \frac{10^2 P}{\mathcal{P} l}$$

$\mathcal{P}$ - perimetru încălzitorului, (mm);

l - lungimea încălzitorului, (m);

$$l = \frac{10^2 P}{W \cdot \mathcal{P}} = \frac{U^2 S}{\rho 10^3 P}$$

$$\mathcal{P} \cdot S = \frac{10^5 \cdot \rho \cdot P^2}{U^2 W}$$

In cazul încălzitoarelor de secţiune circulară:

$\mathcal{P} = \pi \cdot d$ şi $S = \frac{\pi d^2}{4}$ deci $\frac{\pi^2 d^3}{4} = \frac{10^5 \cdot \rho \cdot P^2}{U^2 W}$ rezultă:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^5 \cdot \rho \cdot P^2}{\pi^2 \cdot U^2 \cdot W}} \quad (mm)$$

In cazul încălzitoarelor de secţiune dreptunghiulară, avînd raportul m = b/a (fig.140 c) grosimea benzii se obţine;

$$\mathcal{P} = 2(a + b) = 2a(m + 1)$$

$$S = b \cdot a = m \cdot a^2$$

$$2m(m+1)a^3 = \frac{10^5 \cdot \rho \cdot P^2}{U^2 W}$$

$$a = \sqrt[3]{\frac{10^5 \cdot \rho \cdot P^2}{2m((m+1)U^2 W}} \quad (mm)$$

Lungimea şi masa (g) a încălzitoarelor de secţiune circulară este:

$$l = \frac{R \cdot S}{\rho} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot P \cdot U^2}{4 \cdot \pi \cdot \rho \cdot W^2}} \quad (m)$$

$$g = \rho' \cdot \sqrt[3]{\frac{0,63 \cdot 4 \cdot \rho \cdot P^5}{U^2 \cdot W^4}} \quad (Kg)$$

g - masa încălzitorului;

ρ' - densitatea încălzitorului.

Pentru secţiune dreptunghiulară:

$$l = \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot P \cdot U^2 \cdot m}{(m+1)^2 \cdot \rho \cdot W^2}} \quad (m)$$

$$g = \rho' \cdot \sqrt[3]{\frac{0,625 m^2 \cdot \rho \cdot P^5}{(m+1)^4 \cdot U^2 \cdot W^4}} \quad (Kg)$$

7.5. Comparaţie între încălzirea cu combustibili diverşi şi încălzirea electrică

După cum am văzut pentru încălzirea cuptoarelor industriale se pot utiliza atît combustibili cît şi curent electric.

Pentru a putea compara cele două tipuri de încălziri scriem ecuaţia generală a bilanţului termic:

$Q_b + Q_r = Q_o + Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n + Q_{sc}$ în care:

Q_b - cantitatea de căldură a curentului de gaze de ardere;

Q_r - cantitatea de căldură a curentului de aer de ardere preîncălzit;

Q_o - cantitatea de căldură consumată prin "scăpări de flăcări" (uşi incorect închise, guri de vizitare, etc.);

Q_s - cantitatea de căldură consumată prin scăpări (uşi incomplet închise, etc.);

Q_{sp} - cantitatea de căldură înmagazinată în pereţi;

Q_w - cantitatea de căldură transmisă prin pereţi mediului;

Q_n - cantitatea de căldură utilă;

Q_{sc} - cantitatea de căldură transmisă de gazele de ardere (pierderi la coş).

Dacă considerăm $Q_o = 0$, randamentul arderii este:

$$\eta_{th} = \frac{Q_b + Q_r - Q_{sc}}{Q_b} = \frac{Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n}{Q_b}$$

Consumul de căldură B_1 dintr-un combustibil în raport cu consumul B_2 din alt combustibil se poate scrie;

$$\frac{B_2}{B_1} = \frac{H_{i_1} \cdot \eta_{th_1}}{H_{i_2} \cdot \eta_{th_2}}$$

In cazul cuptoarelor electrice în calculul bilanţului energetic intră energia electrică transformată în căldură (Q_c) în loc de $Q_b + Q_r$. Totodată în relaţie dispar pierderile prin flăcări şi prin gaze evacuate.

Ecuaţia bilanţului energetic (în cazul cuptoarelor cu rezistenţe) devine:

$$Q_c = Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n$$

şi

$$\eta_{th} = \frac{Q_s + Q_{sp} + Q_w + Q_n}{Q_c} = 1$$

Introducînd în formula raportului de consum, obţinem:

$$\frac{E}{B_1} = \frac{H_i \cdot \eta_{th}}{860} \quad , \qquad 1 \text{ KWh} = 860 \text{ Kcal}$$

Compararea consumului de combustibil cu consumul de energie electrică nu trebuie făcută simplist ci trebuie făcută ţinînd cont şi de următorii factori:

- cheltuielile auxiliare;
- preţul de cost al cuptorului;
- preţul de cost al exploatării cuptorului;
- posibilităţi de aclimatizare a procesului.

Scanned with OKEN Scanner

CAP.VIII.EXPLOATAREA CUPTOARELOR INDUSTRIALE

8.1.Aerul fals

In timpul funcţionării cuptoarelor, apariţia "aerului fals" reprezintă un dezavantaj deosebit deoarece:

- scade randamentul global al cuptorului, datorită măririi cantităţii de aer;
- se schimbă compoziţia gazelor de ardere evacuate;
- se micşorează transferul de căldură util către piesa de încălzit;
- produce o mare variaţie de temperatură în incinta cuptorului.

Prin introducere de aer fals se micşorează totodată presiunile parţiale ale componenţilor radianţi din gazele de ardere (CO_2 şi vapori de apă) ceea ce conduce la micşorarea cantităţii de căldură cedată de acestea prin radiaţie deci micşorează considerabil productivitatea cuptorului prin mărirea duratei de încălzire.

Totodată pătrunderea de aer fals în incinta cuptorului prin uşi neetanşe, fisuri, etc. produce creşterea cantităţii de material ars datorită oxidării mărite.

Pentru evitarea pătrunderii de aer fals este necesar ca linia de presiune zero să fie cît mai jos posibil necreindu-se astfel depresiuni în cuptoarele industriale.

8.2.Atmosfera cuptorului

Este de dorit, cînd este posibil, în cazul cuptoarelor de tratamente termice în special, ca atmosfera cuptorului să nu fie oxidantă, ci pe cît posibil să fie o atmosferă de protecţie. Totodată se utilizea-

ză cu succes vidul industrial care reprezintă mijlocul ideal de protecţie a încărcăturii în timpul procesului de încălzire, conducînd totodată la ridicarea caracteristicilor tehnice ale cuptorului.

Gazul de protecţie, în cazul utilizării atmosferelor de protecţie, trebuie să realizeze în cuptor o atmosferă neutră sau reducătoare.

De exemplu, pentru executarea unui tratament termic fără oxidare şi decarburare superficială, în cuptor este necesar să se asigure o atmosferă în care raportul diferiţilor componenţi gazoşi să fie în limite precise în funcţie de temperatura cuptorului (fig.144).

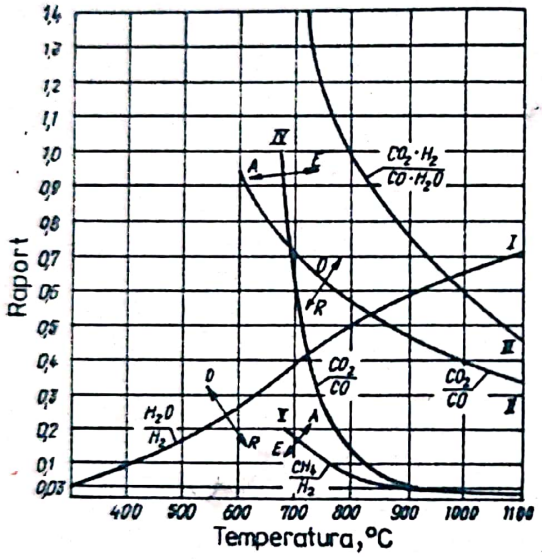


Fig.144

După cum rezultă din această diagramă, deplasările concentraţiilor componenţilor gazoşi în diferite direcţii, produce schimbarea atmosferei cuptoarelor industriale în sensul transformării acesteia în oxidantă (O), reducătoare (R), carburantă (A) şi eventual decarburantă (E).

In anumite cazuri nu este necesară introducerea de gaze protectoare în cuptor, acestea formîndu-se direct prin oxidarea incompletă a gazelor de ardere.

Incinta cuptoarelor industriale ce lucrează cu atmosferă controlată este de construcţie specială şi eventual cu posibilităţi de producere a gazului de protecţie direct în cuptor (generatoare mici şi medii de gaz).

In marea majoritate a cazurilor, însă, gazele de protecţie se produc în instalaţii speciale şi apoi sînt introduse în incintele de lucru.

O instalaţie de gazeificare ce utilizează ca materie primă cărbunele de lemn este redată în fig.145.

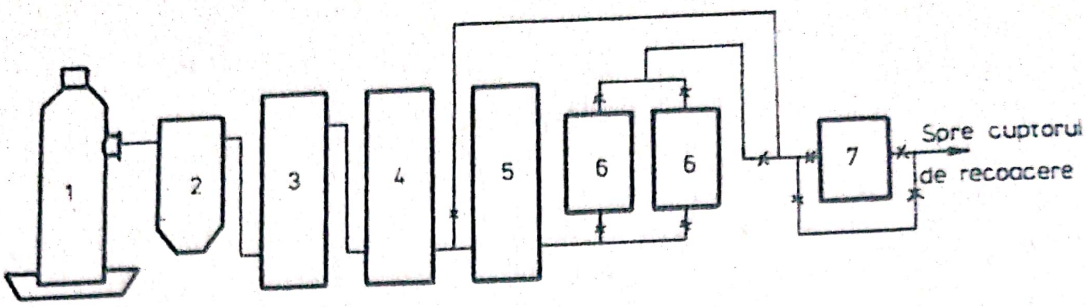


Fig.145 Generator de gaz de protecţie prin gazeificare (cărbune de lemn): 1 - generator; 2 - desprăfuitor; 3 - răcitor de aer; 4 - curăţător fin; 5 - spălătorul CO_2; 6 - uscător de absorbtie; 7 - cuptorul de reacţie.

Principalele tipuri constructive de instalaţii de producere a gazelor de protecţie din combustibili lichizi si gazosi sînt:

- generatoare de gaz de protecţie prin ardere incompletă endotermă sau exotermă (fig.146);

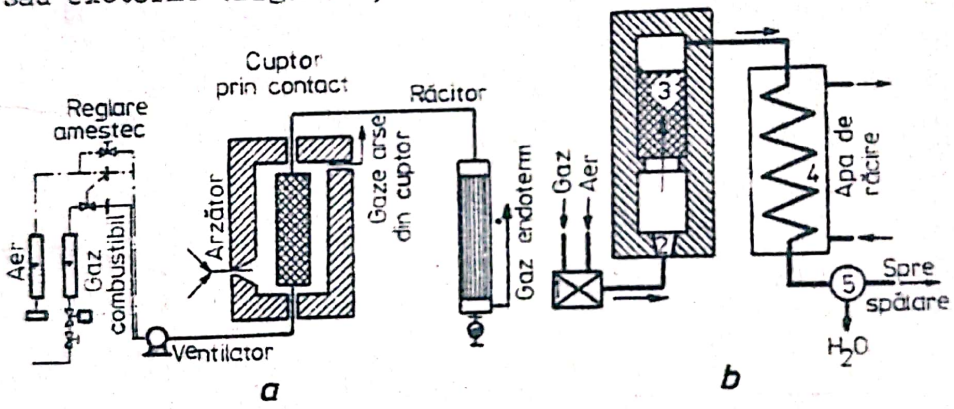


Fig.146 Generatoare de gaz de protecţie prin ardere exotermă incompletă (b) si prin ardere endotermă incompletă (a): 1 - ventilator; 2 - arzător; 3 - regenerator; 4 - schimbător de căldură; 5 - pompă de circulaţie.

- generatoare de gaz de protecţie prin cracarea amoniacului (fig.147).

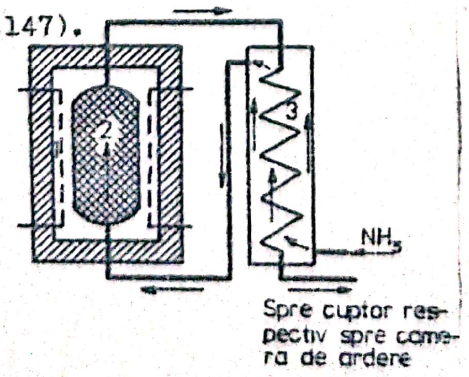


Fig.147 Generator de gaz de protecţie prin cracarea amoniacului: 1 - încălzitor; 2 - catalizator; 3 - schimbător de căldură.

8.3. Uniformizarea temperaturii în incinta cuptoarelor industriale

Uniformitatea temperaturii în incinta cuptoarelor este de o deosebită importanţă, deoarece neuniformitatea acesteia duce la apariţia de tensiuni termice în masa metalului supus încălzirii.

Principalele posibilităţi de uniformizare a temperaturii în cuptoarele industriale sînt:

- utilizarea muflelor care este avantajoasă în cazul temperaturilor de lucru de peste 800°C;

- amestecarea gradată a aerului de ardere cu combustibilul conduce la lungirea flăcării de ardere şi la scăderea temperaturii acesteia;

- admisia dirijată a aerului de ardere , fig.148 (aerul necesar procesului de ardere se introduce o parte în arzător, iar restul prin orificii speciale direct în spaţiul cuptorului);

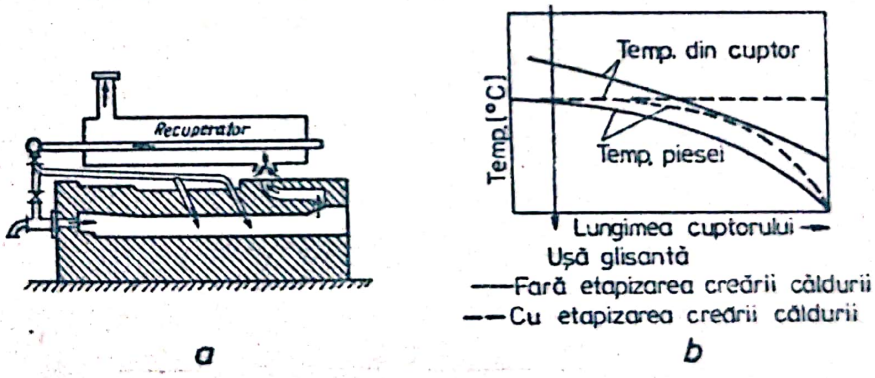


Fig.148 a - Cuptor cu admisie de aer dirijată
b - Corectarea uniformităţii temperaturii prin ardere treptată (după Senfter)

- amplasarea de arzătoare decalate pe secţiunea cuptorului (fig.149);

- amplasarea tangenţială a arzătoarelor, fig.150 (utilizate la cuptoare cilindrice cu creuzet prevăzute cu orificii de evacuare a gazelor la partea inferioară);

- utilizarea de ventilatoare (în cazul cuptoarelor electrice cu

rezistori).

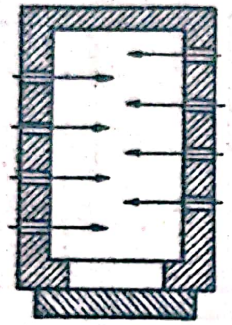


Fig.149

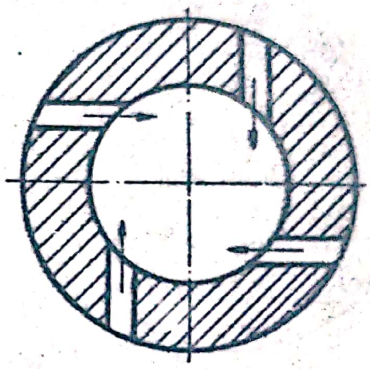


Fig.150

Scanned with OKEN Scanner

CAP. IX. APARATE PENTRU CONTROLUL SI REGLAREA AUTOMATA A TEMPERATURII CUPTOARELOR METALURGICE

9.1. Clasificare, principiu de functionare

Funcţionarea în bune condiţii a cuptoarelor metalurgice cu respectarea strictă a temperaturii necesare a procesului tehnologic nu poate fi asigurată decît dacă avem la dispoziţie aparatură pentru control şi reglare automată. Inzestrarea cuptoarelor cu asemenea aparatură de reglare şi control a temperaturii prezintă următoarele avantaje:

a - asigură o conducere corectă a regimului termic;

b-- măreşte durata de funcţionare a cuptorului;

c - asigură obţinerea produselor de bună calitate;

d - se reduce consumul de combustibil.

Aparatura pentru controlul temperaturii camerei de lucru a cuptoarelor o putem împărţi în trei categorii:

a - aparate pentru controlul temperaturilor joase;

b - aparate pentru controlul temperaturilor medii;

c - aparate pentru controlul temperaturilor înalte.

La rîndul lor aceste instrumente şi aparate pot funcţiona pe principii diferite după tipul lor constructiv, dacă sînt numai indicatoare înregistratoare şi indicatoare înregistratoare cu reglare automată a deviaţiilor de la temperatura de regim a agregatului. Precizia de măsurare scade la temperaturi înalte.

Din punct de vedere constructiv, aparatele pentru controlul temperaturii în general sînt compuse din trei elemente: aparatul primar, aparatul indicator şi liniile de legătură.

După principiul de măsurare a temperaturii, deosebim următoarele tipuri de aparate (fig.151, tabelul nr.57).

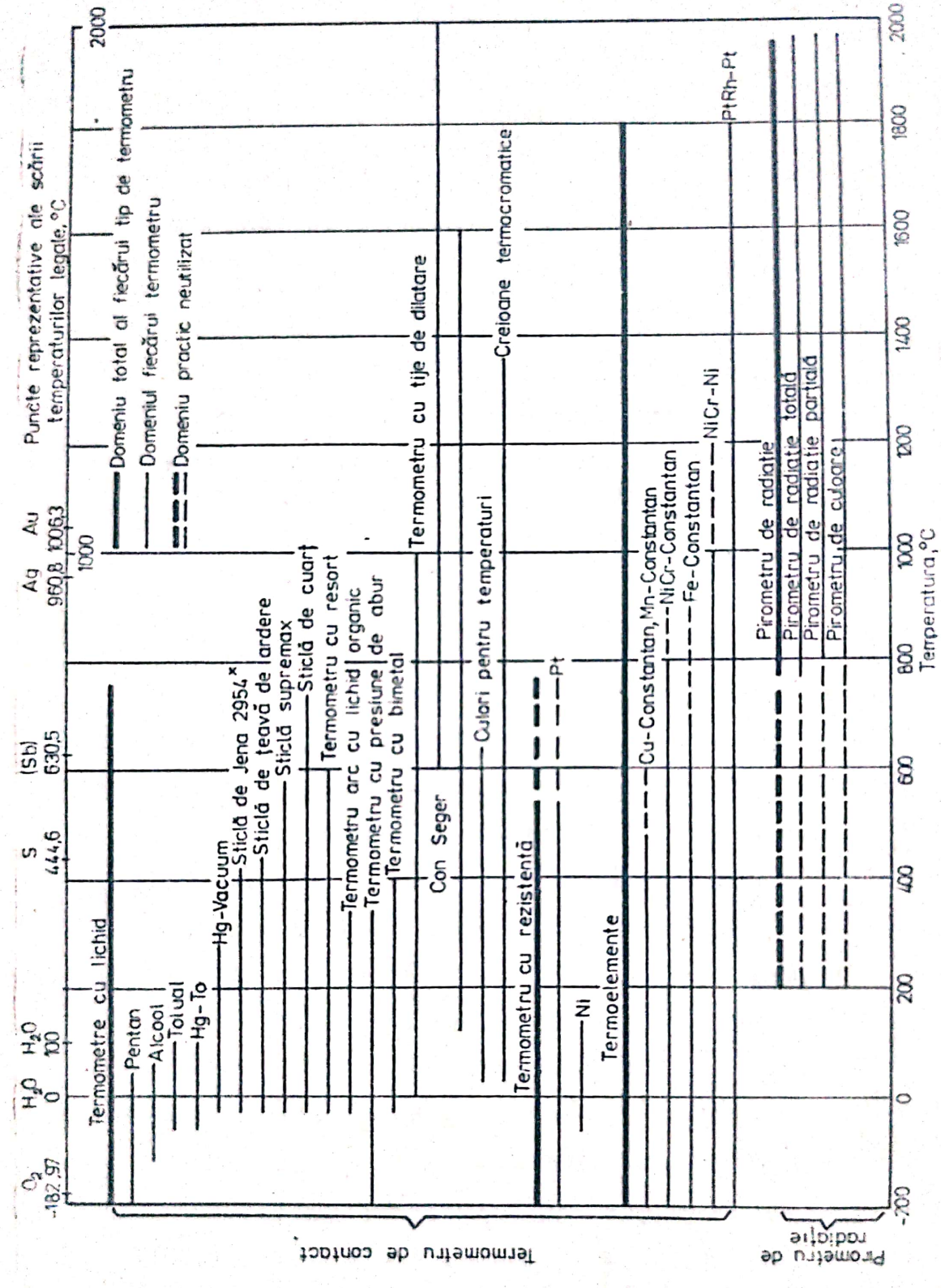


Fig.151 Domeniile de utilizare a celor mai frecvente aparate de măsurat temperatura

Scanned with OKEN Scanner

Tabel Nr.57

Nr. crt.	Grupa aparatului	Principiul de funcţionare al aparatului	Limitele de măsurare ale temperaturii, în °C
1.	Termometre de dilatare	Dilatarea corpurilor prin încălzire	70 - 750
2.	Termometre manometrice	Variaţia presiunii într-un recipient închis produsă de încălzirea şi dilatarea unui lichid sau gaz conţinut în acea parte a termometrului care preia căldura	40 - 550
3.	Pirometre termoelectrice	Apariţia unei forţe electromotoare prin încălzirea sudurii dintre doi electrozi diferiţi	50 - 1600
4.	Termometre cu rezistenţă	Variaţia rezistenţei electrice a conductorului în urma variaţiei temperaturii	50 - 500
5.	Pirometre de radiaţie		
	a - optice	Variaţia intensităţii de radiaţie a cuptorului încălzit datorită variaţiei temperat.	800 - 2000
	b - de culoare	Schimbarea culorii corpului încălzit în urma variaţiei temperaturii	800 - 2000
	c - de radiaţie	Variaţia mărimii energiei radiate de corpul încălzit în urma schimbării temperaturii	700 - 1800

Termometrele din grupa 1 şi 2 sînt utilizate mai puţin la instalaţiile metalurgice. Grupa aparatelor termocuple se utilizează la controlul temperaturii cuptoarelor pentru tratamente termice şi forjă. Pirometrele cu radiaţie se folosesc la controlul temperaturilor de peste 700°C, cînd metalul sau cuptorul încălzit primeşte culoare datorită creşterii temperaturii. Pirometrele termoelectrice prezintă, faţă de termometrele pe bază de dilataţie, mai multe avantaje ca:

- valoarea indicatoarelor poate fi înregistrată automat;
- permit măsurarea cu o precizie suficient de mare;
- indicaţiile pirometrului termoelectric pot fi transmise la o

distanţă mai mare de locul pentru măsurare.

Schiţa de principiu a unui pirometru termoelectric (termocuplu) este redată în fig.152. Precizia de măsurare a temperaturii este influenţată în mod direct de restectarea condiţiilor de etalonare a aparatului. Menţinerea constantă a temperaturii capătului rece al termocuplului este o problemă dificilă în cazul măsurării îndelungate a temperaturii unui cuptor metalurgic. Temperatura ridicată din jurul cuptorului, precum şi conductibilitatea elementului fac ca temperatura capătului rece să depăşească temperatura de etalonare. In vederea obţinerii unei temperaturi cît mai constante a capătului rece se folosesc conductoare de compensaţie care permit deplasarea aparatului de înregistrare 4 la o distanţă mai mare de cuptor. De la capătul conductoarelor de compensaţie 1 utilizăm conductoare de cupru 2. Corecţiile de temperatură datorită creşterii temperaturii sudurii reci se fac cu ajutorul relaţiei:

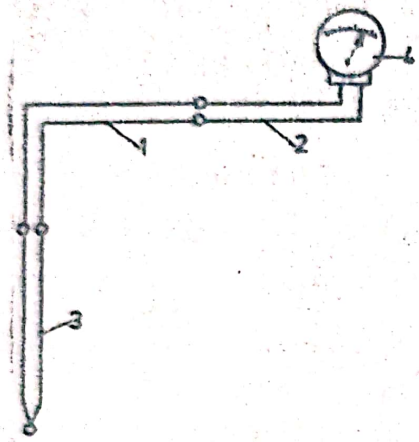


Fig.152 Schiţa de principiu a unui termocuplu

$$t_{real} = t_{ind} + K(t_1 + t_2) \quad (^{o}C)$$

unde: t_{real} - temperatura reală din cuptor;

$t_{ind.}$ - temperatura indicată de milivoltemetrul înregistrator;

K - coeficientul de corecţie care se ia din tabelul Nr.58;

t_1 - temperatura sudurii reci a termocuplului;

t_2 - temperatura la care s-a făcut etalonarea.

Creşterea temperaturii sudurii reci peste limita de etalonare duce la valori negative faţă de temperatura reală a cuptorului.

Conductoarele de compensaţie au învelişul exterior în diferite culori care simbolizează domeniul de utilizare şi sînt prezentate în tabelul Nr.59.

Tabel Nr.58

Valorile coeficientului de corecţie K

Temperatura sudurii calde °C	Cupru-copel	Cromel-copel	Fier-copel	Cromel-alumel	Platină-radiu-platină
0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
20	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
100	0,68	0,9	1,0	1,0	0,82
200	0,77	0,83	0,99	1,0	0,72
300	0,70	0,81	0,99	0,98	0,69
400	0,68	0,83	0,98	0,98	0,66
500	0,65	0,79	1,02	1,0	0,63
600	0,65	0,78	1,0	0,96	0,62
700	-	0,80	0,91	1,0	0,60
800			0,82	1,0	0,59
900			0,84	1,0	0,56
1000				1,07	0,53
1100				1,11	0,53
1200					0,53
1300					0,52
1400					0,52
1500					0,53
1600					0,53

Tabel Nr.59

Felul metalului	Culoarea
cupru electrolitic	roşu
fier	alb
cromel	violet
copel	galben
constantan	cafeniu
aliaj TR	verde

Conductoarele de compensaţie se utilizează la termocupluri pirometre termoelectrice, după cum urmează (tabelul Nr.60).

După tipul de termoelement şi temperatură ia nagtere o forţă electromotoare care se indică de milivoltmetrul aparatului direct în grade Celsius.

Tabel Nr.60

Denumirea conductorului de compensaţie	Termocuplul la care este destinat conductorul de compensaţie
cupru - constantan	cromel - alumel
cupru - copel	cupru - copel
cupru - aliaj TR	platină-radiu - platină
fier - constantan	fier - copel
cromel - copel	cromel - copel

In tabelul Nr.61 este dată valoarea forţei electromotoare şi domeniul de utilizare la cîteva tipuri de termocupluri utilizate mai des la măsurarea temperaturii cuptoarelor pe o perioadă mai îndelungată.

Tabel Nr.61

Denumirea cuplului termoelectric	Temperatura de măsurat	Forţa de tensiune electromotoare la t 100°C n, la 0°C [mV]
platină-radiu - platină	1300	0,64
cromel - alumel	900	4,10
cromel - copel	600	6,95
cupru - copel	350	4,75
fier - constantan	600	5,15
cupru - constantan	350	4,15
fier - copel	600	5,75

Temperatura de folosire a termocuplului poate fi depăşită cu 15 - 25% dacă timpul de măsurare este scurt. Grosimea sîrmei din care se execută termocuplul este de 1 - 3 mm dacă acestea sînt din metale obişnuite şi de 0,5 mm pentru termocuple din platină-radiu - platină. Izolarea pieselor firelor care formează elementul termocuplului se face cu tuburi din şamotă sau din porţelan.

La partea superioară a termocuplului se introduce un tub metalic în scopul de a evita distrugerea datorită şocurilor mecanice.

Calitatea izolaţiei termoelementului se adoptă după valoarea temperaturii de măsurat. La temperaturi mai mari de 1000°C pereţii tuburilor protectoare devin permeabili pentru gaze; aceastea se ung cu

soluţie din masă sticloasă topită.

Montarea termocuplurilor la locul de măsurare a temperaturii se face în mod diferit după necesitate (fig.153).

In fig.153 a, avem montarea termocuplului în bolta unui cuptor de încălzire: fixarea se face pe flanşa 2 care se prinde în zidăria bolţii printr-un tub cu nervuri 4, fixarea termocuplului 1 la înălţimea dorită asigurîndu-se cu ajutorul şurubului 3. Montarea de termocupluri pe pereţii laterali ai cuptoarelor se face în mod analog cu deosebirea că tubul cu nervuri 4, nu se mai foloseşte în zidărie ci se fixează pe învelişul metalic al cuptorului (fig.153 b). In fig.153 c, avem modul de montare al termocuplelor pe conducte curbate, iar în loc de flanşă, ca în cazurile a şi b, avem sudarea unui mangon 2 pe ţeavă, mangon în care se introduce termocuplul 1, fixat prin flanşa de oprire 3. In cazul funcţionării continue a cuptorului trebuie să facem o răcire cu apă a termocuplului ca în fig.154. Răcirea se produce în mod continuu, apa intrînd în circuit prin conductele 1 şi 2.

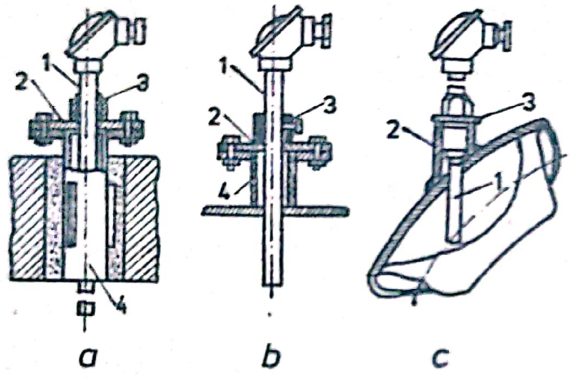


Fig.153 Montarea termocuplurilor pentru măsurarea temperaturii

Măsurarea temperaturii metalului lichid este o problemă foarte importantă în obţinerea pieselor turnate de bună calitate. In fig.155 se redă schema unui termocuplu combinat pentru măsurarea temperaturii oţelului lichid.

Termocuplul este format dintr-o manta tubulară din oţel 7, peste care la capătul de introducere în metalul lichid se află o muflă din oţel refractar 8 sau din grafit 9, fixată cu guruburi de tubul din oţel 7. La capătul al doilea al tubului se află montat cu şuruburi, de cutia de etanşare 5 prin care trece, tubul metalic cu pereţi subţiri 3, în care se află elementele de termocuplu din platină-radiu - platină.

Termocuplul se răceşte cu aer comprimat la o presiune de 0,5 - 1,0 at., introdus prin tubul 4. Sudura termocuplului este introdusă

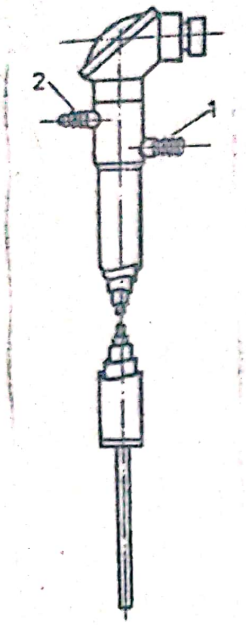


Fig.154 Termocuple răcite cu apă

într-un tub din cuarţ cu pereţi subţiri, care se fixează într-un dispozitiv 8. Tubul din cuarţ se înlocuieşte după fiecare măsurare, dacă se măsoară temperatura oţelului, lichid în cuptorul Siemens-Martin bazic, iar pentru procedeul acid tubul rezistă la două măsurări. Timpul de menţinere a termoelementului în baia metalică este de aproximativ 8 - 12 sec. Sudura rece a termocuplului o avem în capul 1; deplasarea termoelementului în tubul ceramic 9 se face din mînerul 2; centrarea în timpul deplasării tubului 3 în tubul 7 se asigură cu manşonul de ghidaj 6. Mai există şi alte tipuri de termoelemente folosite la măsurarea temperaturii metalelor topite, prin scufundarea sudurii calde a termocuplului în aceste metale , însă principial au acelaşi mod de funcţionare.

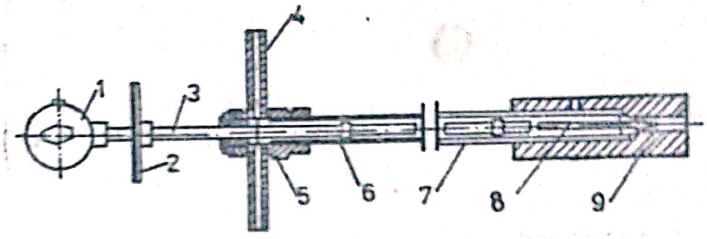


Fig.155 Termocuple pentru măsurarea temperaturii oţelului lichid

Citirea temperaturii indicate de termocuplu se face cu ajutorul milivoltmetrelor care sînt etalonate direct în grade Celsius.

Din punct de vedere constructiv, milivoltmetrele sînt de mai multe tipuri: care au la bază un magnet permanent de Ni-Al cu piese polare şi cu armătură, cu sistem mobil cu miez înzestrat cu cadru şi ac indicator. Pe scala aparatului se trec următoarele notaţii:

- sistemul aparatului;
- poziţia de aşezare a aparatului în timpul funcţionării;

- clasa de precizie;
- tensiunea de încercare a izolaţiei, în KV;
- rezistenţa internă a milivoltmetrului;
- rezistenţa cadrului mobil;
- temperatura de gradare;
- rezistenţa circuitului exterior.

Milivoltmetrele sînt portabile sau staţionare, fixe. Cele fixe pot fi,la rîndul lor, indicatoare sau înregistratoare.

Milivoltmetrele fixe se montează în panou la o distanţă de 2 - 3 m de cuptor, pe un panou (postament) rigid, care să nu fie sensibil la trepidaţii datorate circulaţiei prin hală sau atelier. Milivoltmetrele înregistratoare fac înregistrarea rezultatelor cu ajutorul unei peniţe pe hîrtie milimetrică. Inregistrarea temperaturii poate fi făcută de un singur milivoltmetru pentru mai multe termocuple dacă se folosesc culori diferite pentru fiecare penită. In fig.156 este dată schema unui milivoltmetru înregistrator,format din următoarele subansambluri: aparatul de măsurare al forţei termoelectromotoare, format din bobina 1, axul 2 şi acul indicator 3; aparatul de înregistrare a temperaturii care se compune din axul 4, pe care se înfăşoară hîrtia milimetrică, banda îmbibată cu cerneală 5, acul cu cadrul pentru înregistrare 6 care se roteşte în axul 7 rezemat pe arcul 8 şi care produce mişcarea peniţei prin rotirea axului cu came 9. Mişcarea tuturor mecanismelor este produsă de un electromotor asincron 12, care prin intermediul roţilor din-

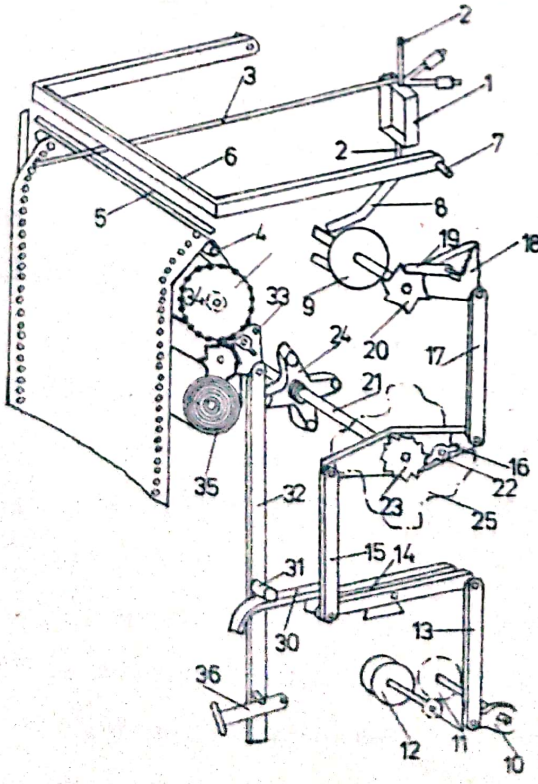


Fig.156 Schema unui milivoltmetru înregistrator

ţate 11 şi al pîrghiilor 10, 13, 14, 15, 16, 17, 18, şi al roţilor cu clichet 19 şi 20 transmite mişcarea la peniţa pentru înregistrarea, iar prin intermediul pîrghiilor 10, 13, 14, 15, 16 şi al roţii cu clichet 23 şi al clichetului 22 se transmite mişcarea axului cu came 21 pe care se află cama 24 care acţionează asupra sistemului de înregistrare. Deplasarea benzii de hîrtie se produce cu ajutorul pîrghiei 30, care ridică pîrghia 32 cu rola 31. Astfel se pune în mişcare roata cu clichet 33 care antrenează axul 34 cu ruloul de hîrtie care se înfăşoară pe ruloul 35. Viteza de deplasare a diagramei se variază cu ajutorul pîrghiei 36.

9.2. Potenţiometre mecanice

Sînt aparate care se folosesc la măsurarea temperaturii cuptoarelor metalurgice şi se bazează pe următorul principiu de funcţionare: forţa electromotoare dată de termocuplu se echilibrează printr-o diferenţă de potenţial egală ca mărime, dar de sens opus, care este dată de o sursă exterioară de căldură. După caracterul măsurării temperaturii aceste aparate care lucrează prin compensaţie se pot împărţi în două grupe:

- aparate care au o intensitate constantă a curentului de lucru din circuitul de măsurat;

- aparate care au o intensitate a curentului variabilă.

Din punct de vedere constructiv, petenţiometrele pot fi fixe sau portabile, neantrenate şi antrenate.

Potenţiometrele neantrenate se folosesc în general pentru lucrări de verificare şi măsurare de precizie în condiţii de laborator cînd compensarea se face manual. In fig.157 este dată schema de principiu a unui potenţiometru neantrenat. Inainte de punerea în funcţiune a aparatului, acesta se aduce la zero cu ajutorul compensării scăderii de tensiune între bateria B şi termocuplul T. In timpul funcţionării, datorită creşterii forţei termoelectrice de la termocuplu, nu mai avem echilibru, iar citirea o facem în momentul anulării acestei tensiuni prin

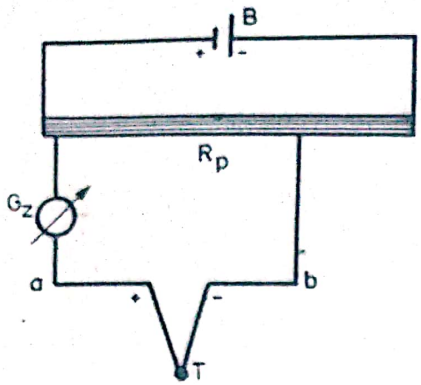


Fig.157 Schema de principiu a unui potenţiometru neautomat

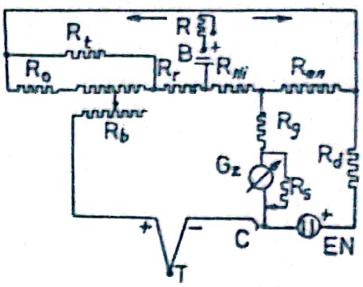


Fig.158 Schema de principiu a unui potenţiometru automat electromecanic

deplasarea cursorului R_p. Precizia măsurării este de $\pm$ 0,5%.

In fig.158 este dată schema unui potenţiometru automat electromecanic, la care compensarea sau deplasarea cursorului R_p se face periodic, la comanda unui mecanism cinematic, în funcţie de abaterea arătătorului galvanometrului de la zero. Elementul EN serveşte pentru echilibrarea bateriei B cu ajutorul reostatului R. Curentul ia naştere în termocuplul T datorită creşterii temperaturii capătului cald. Aparatul se echilibrează cu galvanometru de zero G_z, comutator C, reostat, R_b, reostat reglabil, R, rezistenţa pentru măsurarea limitei superioare de măsurat la reostat, R_a, rezistenţă pentru reglarea intensităţii curentului ce trece prin reostat, R_t, rezistenţă pentru reglarea limitei inferioare de măsurare a reostatului, R_o, rezistenţă de nichel pentru compensarea automată a temperaturii capetelor libere ale termocuplului, R_{Ni}, rezistenţa de compensare a elementului normal, R_{en}, rezistenţa de echilibrare a circuitului exterior, R_d, şuntul galvanometrului de zero, R_s, rezistenţa de sarcină pentru protejarea elementului normal împotriva polarizării, R_b. Caracteristicile acestor potenţiometre sînt: lăţimea scării şi a diagramei - 300 mm; durata compensaţiei - 72 s; viteza diagramei - 25, 50, 75, 100, 125, 150 mm/h; acţionarea mecanismelor se face cu un motor de 220 V; elementul uscat EN are tensiunea de 1,0-1,35 V, cu o capacitate minimă de 40 Ah. In general se fabrică potenţiometre automate cu una, trei sau şase înregistrări pe scală (SP_1, SP_3, SP_6).

9.3.Potenţiometre electronice

Principiul de măsurare al forţei electromotoare la potenţiometrele electronice este acelaşi ca şi în cazul potenţiometrelor electromecanice deosebirea constînd în faptul că echilibrarea punţii nu se mai face în mod periodic ci se face continuu nemaiexistînd galvanometru indicator de zero. In fig.159 este dată schema unui potenţiometru electronic de tipul EP-120.

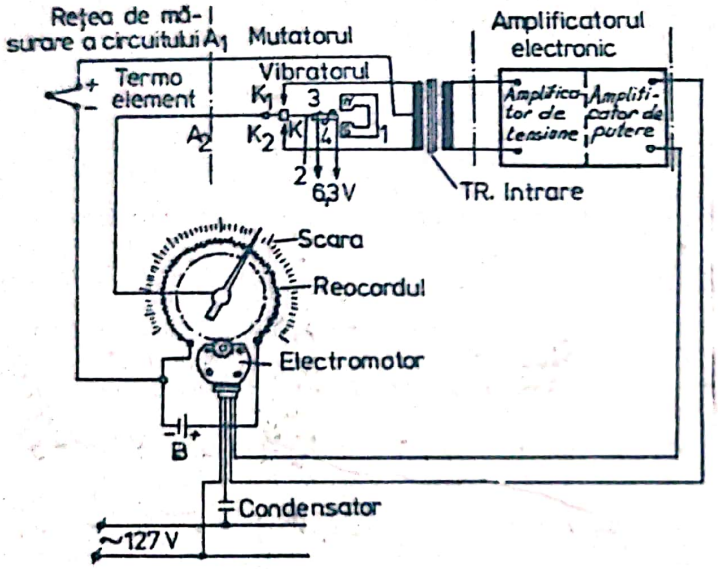


Fig.159 Schema potenţiometrului electronic

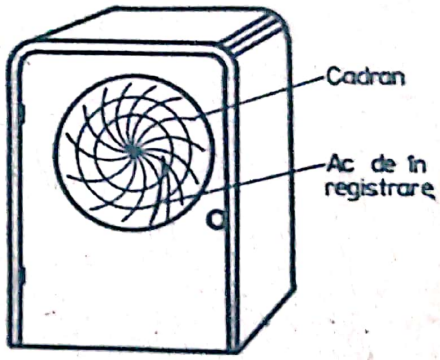


Fig.160
Scara înregistratoare a temperaturii cu cadran în spirală

In urma variaţiei temperaturii la capătul cald al termocuplului în circuit apare forţa termoelectromotoare neechilibrată de curent continuu, care se transformă în curent alternativ cu ajutorul unui mutator. Cu un amplificator electronic această tensiune este introdusă în una din înfăşurările unui motor asincron bifazat.Cealaltă înfăşurare a electromotorului se leagă printr-un condensator la reţea. Sensul de rotaţie al electromotorului este dat de sensul forţei electromotoare în al cărei circuit intră şi termocuplul. Electromotorul se învîrte înainte sau înapoi după mărimea forţei electromotoare de la termocuplu sau de la reţea. In cazul cînd forţele sînt în echilibru electromotorul se află în repaus. Mai există aparate pentru înregistrarea si reglarea temperaturii de tipul manometrelor spirală (fig.160) care au pe partea

de înregistrare o hîrtie milimetrică de formă circulară cu gradaţiile în formă de spirală, spre deosebire de celelalte potenţiometre care au pe partea de înregistrare o hîrtie de formă dreptunghiulară.

Aceste aparate se mai numesc şi termometre-manometre pentru că înregistrează în acelaşi timp atît variaţia temperaturii, cît şi presiunea în mediul de cementare. Aşa cum am arătat scara aparatului este circulară, iar pe ea se aşează o hîrtie cu liniatură specială pe care se trasează curbele de variaţie a temperaturii cuptoarelor.

Măsurarea temperaturii fără termocuplu se face cu ajutorul diferitor tipuri de instrumente printre care menţionăm:

- pirometre cu dispariţia filamentului;
- pirometre fotoelectrice;
- pirometre cu radiaţie totală.

Pirometrele au avantajul, faţă de termocuple, că pot măsura temperatura unui corp încălzit de la distanţă. Detavantajul principal al pirometrelor cu filament este acela că nu putem măsura temperatura dacă corpul a cărui temperatură dorim să o măsurăm nu a ajuns la o temperatură de minim 700°C. Deci, folosirea pirometrelor este indicată numai pentru temperaturi foarte înalte. Pirometrul din fig.161 se bazează pe intensitatea radiaţiei corpului încălzit pentru o anumită lungime de undă. Se compară cu intensitatea radiaţiei filamentului din lampa fotometrică 1, la care incandescenţa se reglează manual cu ajutorul curentului dat de o pilă electrică E.

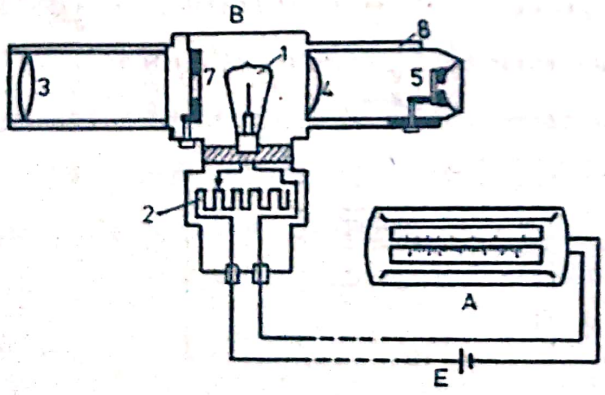


Fig.161 Pirometrul cu lampă fotometrică

Corpul încălzit se priveşte prin tubul telescopic cu lentilele 3 şi 5. Pentru a prelungi durabilitatea lămpii fotometrice 1 la măsurarea temperaturilor de peste 1400°C se introduce între corpul cald şi

filament filtrul colorat 7, prin rotirea inelului 8.Citirea temperaturii se face pe scala milivoltmetrului A. Variaţia tensiunii la filament se realizează cu rezistenţa 2.

Limitele de măsură ale temperaturii cu pirometrul cu lampă fotometrică sînt de 700 - 3000°C.

9.4.Pirometre fotoelectrice

Aceste aparate au avantajul că permit obţinerea unui impuls pentru reglarea temperaturii în mod automat si permit măsurarea temperaturii între 800 - 1300°C, timpul necesar pentru obţinerea stării de echilibru fiind de numai 3 secunde. In timpul măsurării este necesară respectarea unei distanţe ce trebuie să fie mai mare sau cel mult egală cu raportul de 1-40 dintre diametrul suprafeţei vizate şi distanţa pînă la aparat. In fig.162 este dată schema unui pirometru fotoelectric care se bazează pe proprietatea celulei fotoelectrice de a-şi varia curentul anodic funcţie de fluxul luminos pe care îl primeşte. Radiaţia corpului R trece prin lentila O a obiectivului şi prin diafragma D. De aici, radiaţiile luminoase trec pe fotoelementul FE.

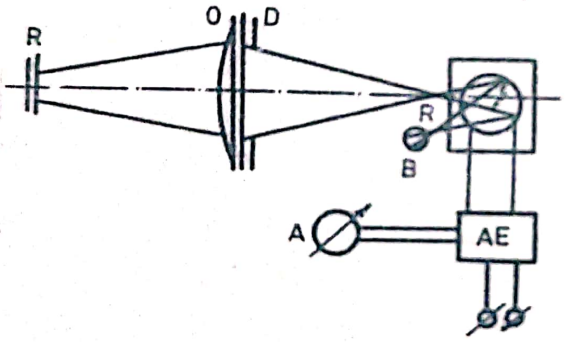


Fig.162 Pirometru fotoelectric de tip FEP - 3

Radiaţiile lămpii cu incandescenţă B trec de asemenea prin al doilea orificiu spre fotoelement pentru obţinerea unei reacţii negative în funcţie de fluxul luminos. Ambele fluxuri de lumină cad pe registrul vibrator R al modulatorului de lumină. Radiaţiile sînt trecute deci în celula fotoelectrică/ pe catodul K. Citirea se face cu ajutorul potenţiometrului electronic AE si al galvanometrului A.

9,5.Pirometre cu radiaţie totală

Metoda măsurării temperaturii corpurilor încălzite cu ajutorul pirometrelor cu radiaţie totală se bazează pe măsurarea efectului termic

de radiaţie a corpului încălzit. Razele termice sînt captate si concentrate cu ajutorul unei oglinzi concave. In fig.163 avem scema unui pirometru cu radiaţie de tipul RPS care are următoarul principiu de funcţionare: Radiaţiile corpului încălzit la temperatura de 900-1800°C strînse de lentilele 2 sînt trecute în focarul acestora în care se află sudurile calde ale termocuplelor 5. Bateria de termocuple 5 se compune din cîteva termocuple foarte subţiri, legate în serie. Pentru a absorbi mai bine razele calde care cad pe termocupluri, acestea sînt acoperite cu plăci subţiri de platină înegrite spre partea de măsurat. Forţa electromotoare care ia naştere în termobaterie, se înregistrează cu ajutorul unui milivoltmetru. Pirometrul are obiectivul fix, iar aparatul se montează pe un suport la o distanţă de aproximativ 100 cm de corpul încălzit căruia i se măsoară temperatura. Observatorul priveşte prin ocularul 3, care se află într-un tub telescopic 9. Pentru ca lumina din ocular să nu fie prea puternică aceasta este trecută prin filtrul 7. Balonul de sticlă 5 cu termoelemente este protejat de cutia 6. Fixarea în poziţia dorită a filtrului se face cu ajutorul mînerului 8. Reglarea căderii concentrate a radiaţiilor trecute prin lentilă către termoelemente se realizează cu ajutorul diafragmei 4. Pirometrele cu radiaţie servesc la măsurarea temperaturilor în mod continuu. Pentru a nu avea erori este necesar ca în zona de măsurare să nu avem iluminaţii date de alte corpuri. De exemplu dacă vrem să măsurăm temperatura unui cuptor de combustie în timpul arderii combustibilului cu flacără nu vom

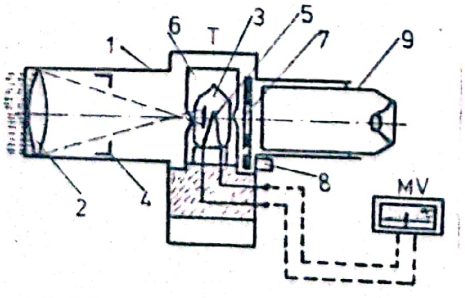


Fig.163 Pirometru cu radiaţie totală

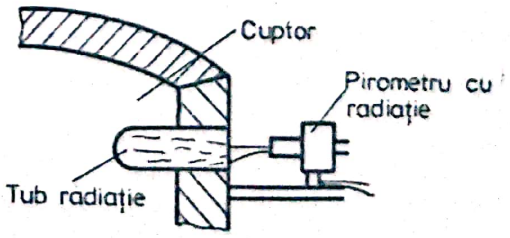


Fig.164 Montarea pirometrului la cuptoare folosind tub de radiaţie

obţine rezultatele dorite întrucît gazele din cuptor au influenţă asupra măsurării temperaturii cuptorului. Măsurarea corectă a temperaturii cup-

torului în asemenea cazuri, se face numai dacă folosim tuburi de radiaţie, fig.164.

Pirometrele cu radiaţie totală au utilizare directă la măsurarea temperaturii băilor electro-saline, fig.165 sau cuptoare electrice, fig.164.

In fig.166 este dată schema montării pirometrelor pentru măsurarea temperaturii bolţii cuptorului Siemens-Martin.

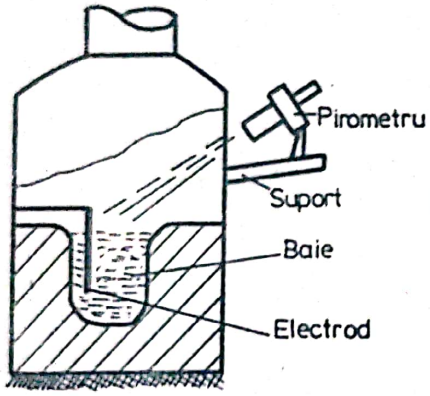


Fig.165 Schema montării pirometrelor la măsurarea temp.băilor electro-saline

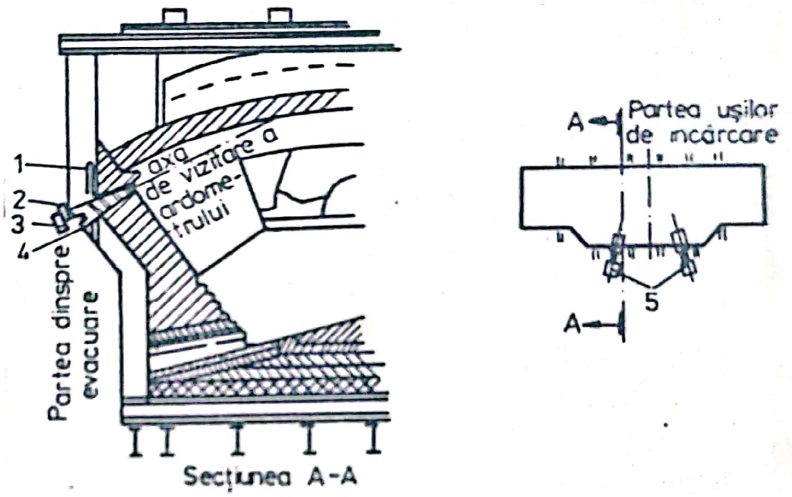


Fig.166 Schema montării pirometrelor cu radiaţie la măsurarea temperaturii la un cuptor Siemens - Martin

Pentru evitarea încălzirii pirometrului 5, orificiul se răceşte cu apă prin poziţia 1.Răcirea capului 3 al pirometrului se face cu suflare de aer prin conducta 2. Pirometrul cu radiaţie se montează în deschiderea 4 cu orientare spre boltă.

9.6.Scheme pentru controlul termic si reglarea automată a temperaturii cuptorului

La baza funcţionării economice a unui cuptor metalurgic stă în primul rînd posibilitatea menţinerii constante a temperaturii de regim. Astfel, pentru a se face economie de combustibil şi pentru a micşora numărul de rebuturi au fost realizate mai multe tipuri de aparate şi instalaţii care să asigure realizarea în condiţii optime a scopului propus. Schema bloc a circuitului de reglare este redată în fig.167.

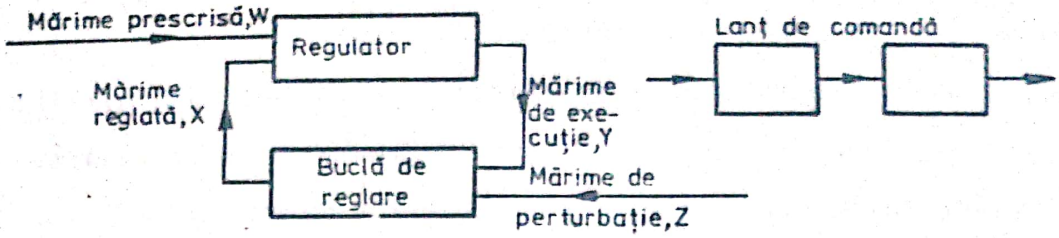


Fig.167

Reglarea automată a temperaturii unui cuptor care funcţionează cu combustibil gazos constitue o problemă foarte complicată faţă de cea a cuptoarelor încălzite cu curent electric.

In fig.168 este prezentată schema de control termic şi reglare automată a temperaturii unui cuptor Siemens-Martin cu bigaz.

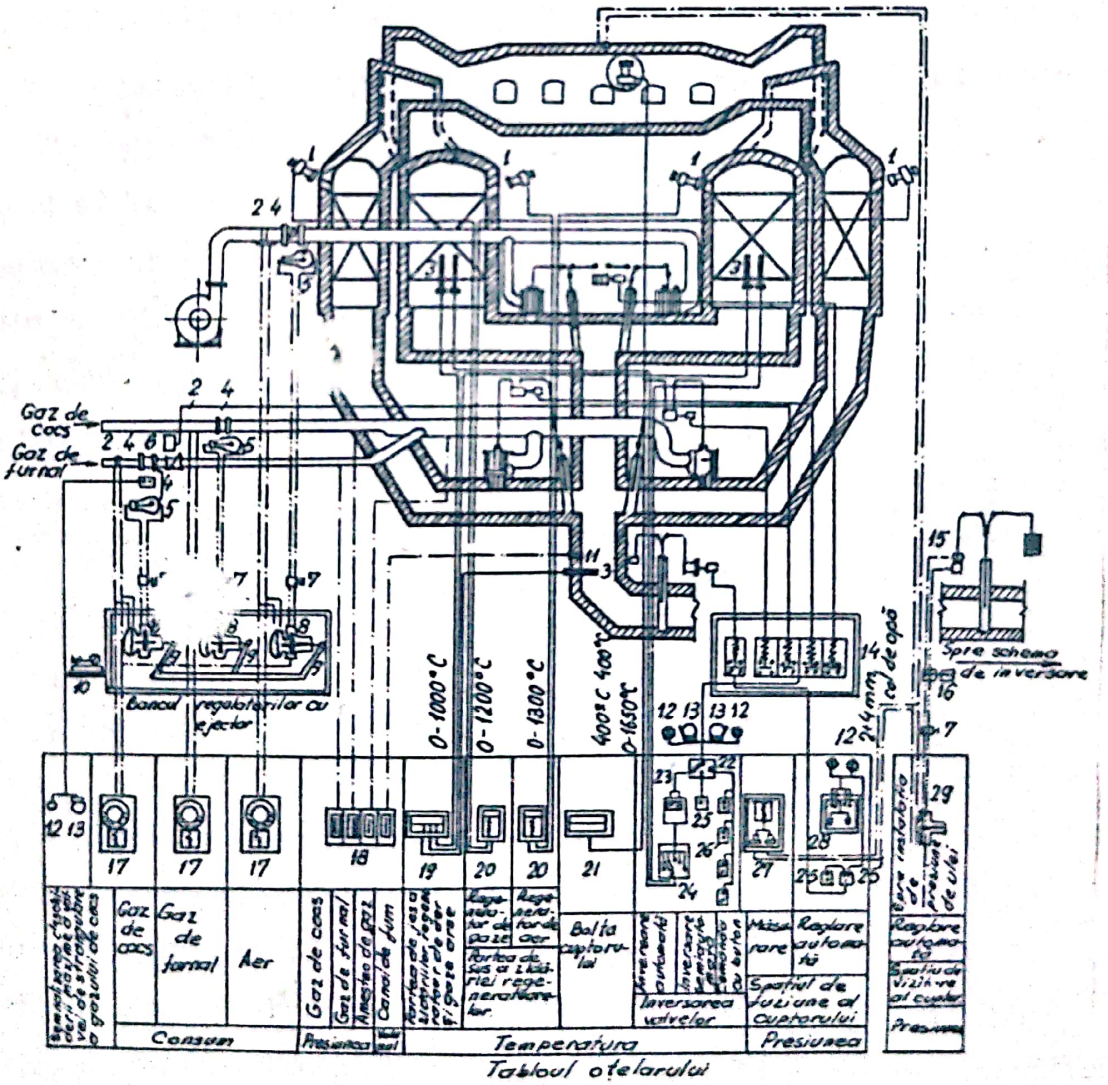


Fig.168 Reprezentarea schematică pentru controlul termic şi reglarea automată a cuptorului Siemens-Martin cu bigaz.

Instalaţia pentru control şi reglare automată a temperaturii se compune din:1-telescopul pirometrului cu radiaţie;2-diafragmă;3-termocuplu;4-clapetă de strangulare;5-servomotor de ulei;6-electromotor pt.închiderea gazului;7-robinet de comandă;8-regulator de gaz;9-mecanismul pilot al regulatorului;10-pompă de ulei;11-tub pentru priza vacuumului în canalul de fum;12-lampă de semnalizare;13-semnal acustic;14-post magnetic de comandă a inversării valvelor şi a presiunii din cuptor;15-servomotor de ulei al mersului direct;16-supapă de încălzire pe conducta de ulei; 17-aparat pentru măsurarea debitului(tip balanţă inelară);18-manometru cu membrană;19-potenţiometru automat de înregistrare cu mai multe diagrame; 20-milivoltmetru înregistrator;21-potenţiometru înregistrator cu o singură diagramă;22-comutator; 23-milivoltmetru de contact;24-mecanism pilot pentru schema de inversare;25-comutator;26-buton; 27-manometru înregistrator;28-regulator electric de presiune cu clapete;29-regulator hidraulic de presiune;30-semne convenţionale;

instalaţia electrică;

linii de legătură pentru gaze;

conducte de ulei.

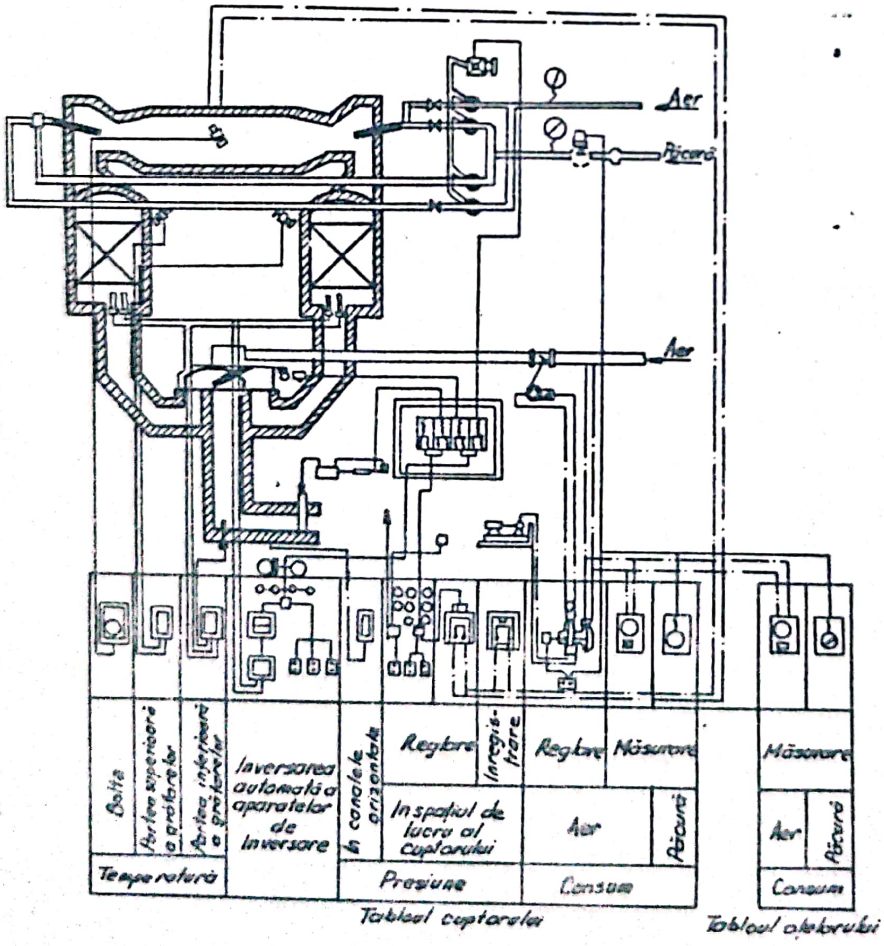


Fig.169 Schema reglării temperaturii unui cuptor Siemens - Martin cu păcură

In fig.169 avem o reprezentare schematică a subansamblurilor pentru reglarea automată a unui cuptor Siemens-Martin care lucrează cu păcură.

Incălzirea metalelor în cuptoare cu propulsie pentru forjare sau tratamente termice prezintă avantaje faţă de încălzirea în cuptoare tip cameră, prin faptul că putem realiza un randament termic mai bun cu cel puţin 59% mai bun decît la cuptoarele tip cameră.

Controlul termic şi reglarea temperaturii se realizează cu ajutorul unui ansamblu de aparate pentru reglare şi control reprezentat în fig.170.

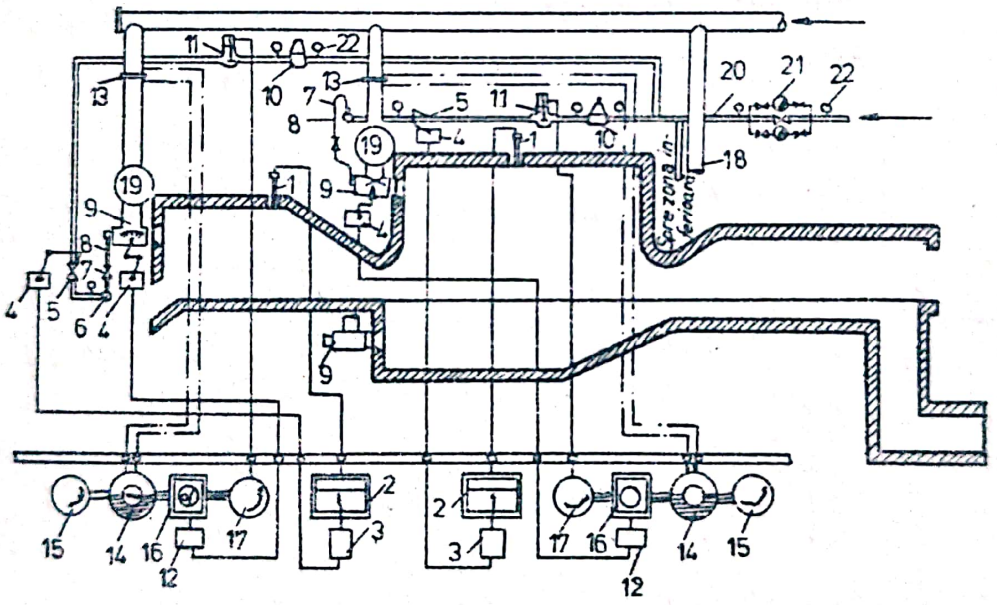


Fig.170 Schema de reglare a temperaturii unui cuptor cu propulsie

Principalele părţi componente sînt: 1 - termocuplu; 2 - potenţiometru automat de reglare; 3 - releul reglării proporţionale; 4 - mecanism de acţionare; 5 - robinet de păcură cu reglare automată; 6 - colectorul păcurii în faţa injectoarelor; 7 - robinet de închidere; 8 - robinet de distribuţie; 9 - injector; 10 - regulator de presiune a păcurii; 11 - aparat pentru măsurarea consumului de păcură cu căderе constantă; 12 - instalaţie izodromă; 13 - şaibă de măsurare; 14 - aparat pentru măsurarea consumului de aer; 15 - aparat secundar pentru 14;

16 - regulatorul raportului păcură-aer; 17 - aparat secundar la aparatul pentru măsurarea consumului de păcură, 18 - conductă de aer; 19- colector de aer; 20 - colector de păcură; 21 - filtre; 22 - manometre.

Reglarea temperaturii cuptoarelor se realizează în general prin acţionarea forţei electromotoare dată de aparatele pentru controlul temperaturii asupra consumului de combustibil.

In fig.171 este dată schema de reglare a temperaturii unui cuptor cu cameră, unde la comanda dată de galvanometru se pune în mişcare un servomotor care prin intermediul unor pîrghii închide şi deschide clapere unui droser din conducta de aer şi gaz.

In fig.172 este prezentată schema de reglare separată a cantităţii de combustibil gazos si a debitului de aer.

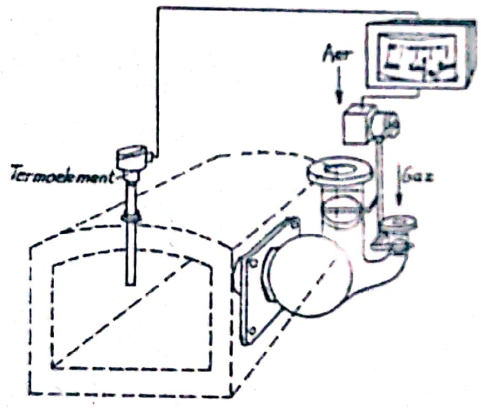


Fig.171 Schema de reglare a temperaturii unui cuptor cu cameră cu reglarea debitului de gaz

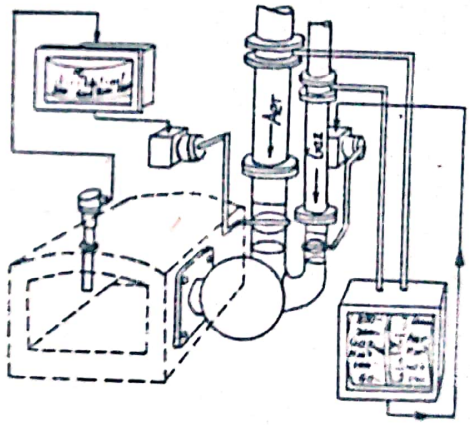


Fig.172 Schema de reglare a temperaturii unui cuptor cu cameră încălzit cu gaz folosind variaţia debitului de combustibil şi aer.

Reglarea aerului şi a gazului este făcută de servomotoare separate. Galvanometrul regulator de temperatură acţionează asupra servomotorului care reglează debitul de aer prin închiderea si deschiderea clapetei droser din conducta de aer. In funcţie de debitul de aer, regulatorul de amestec acţionează asupra servomotorului pentru închiderea şi deschiderea clapetei pentru reglajul corespunzător al gazului. Proiectarea instalaţiilor de reglare a temperaturii cuptorului după prin-

cipiile arătate în fig.171 şi 172 necesită un calcul foarte detaliat şi precis în care se au în vedere mai multe variabile ca: presiunea şi viteza aerului şi a gazului, temperatura şi realizarea debitului necesar pentru obţinerea căldurii necesare.La ardere combustibilului gazos cu arzătoare tip ejector aerul necesar arderii este luat de combustibilul gazos direct din atmosferă. Pentru reglarea consumului de gaz folosim două metode:

- metoda reducerii debitului de gaz pe bază de clapete droser sau robinet tip vană;

- metoda reducerii debitului de gaz cu ajutorul unui închizător electromagnetic montat pe conducta derivată.

In fig.173 este reprezentată schema de reglare a temperaturii unui cuptor încălzit cu combustibil gazos folosind variaţia debitului de gaz cu ajutorul unui robinet electromagnetic care lucrează la comanda galvanometrului cu reglare automată.

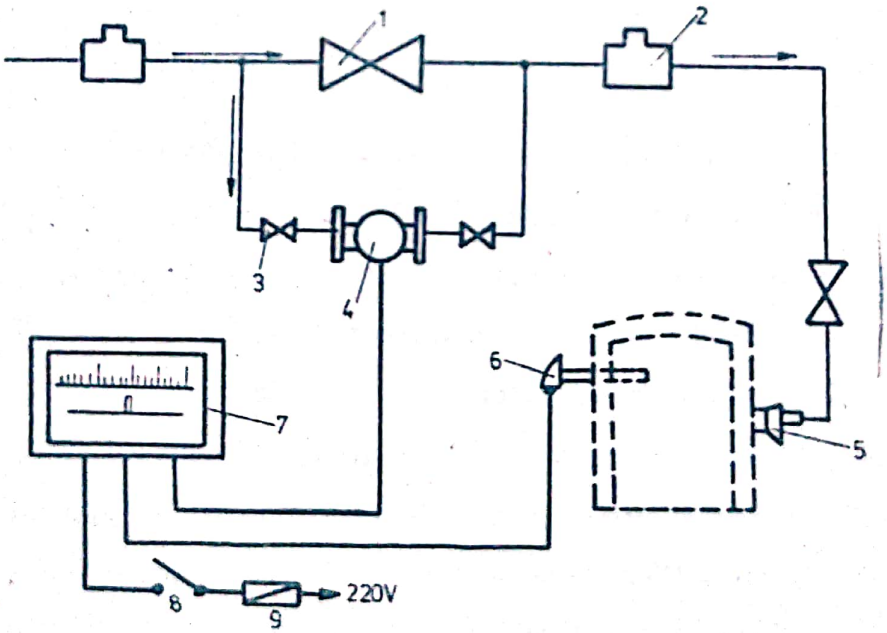


Fig.173 Schema de reglare a temperaturii unui cuptor folosind robinetul electromagnetic pentru reglarea debitului de gaz

Debitul de gaz necesar pentru încălzirea cuptorului trece prin robinetul vană 1 si robinetul electromagnetic 4. In momentul cînd temperatura creste, termocuplul 6, prin intermediul galvanometrului regulator

7, acţionează asupra robinetului 4, reducînd debitul si scăzînd temperatura cuptorului. Debitul de gaz care trece prin robinetul vană 1,este constant, iar debitul care trece prin robinetul electromagnetic 4 este variabil în funcţie de temperatură.

In fig.174 avem schema instalaţiei pentru reglarea temperaturii unui cuptor cu combustie care funcţionează cu combustibil gazos cu amestec produs de arzătoare tip ejector.

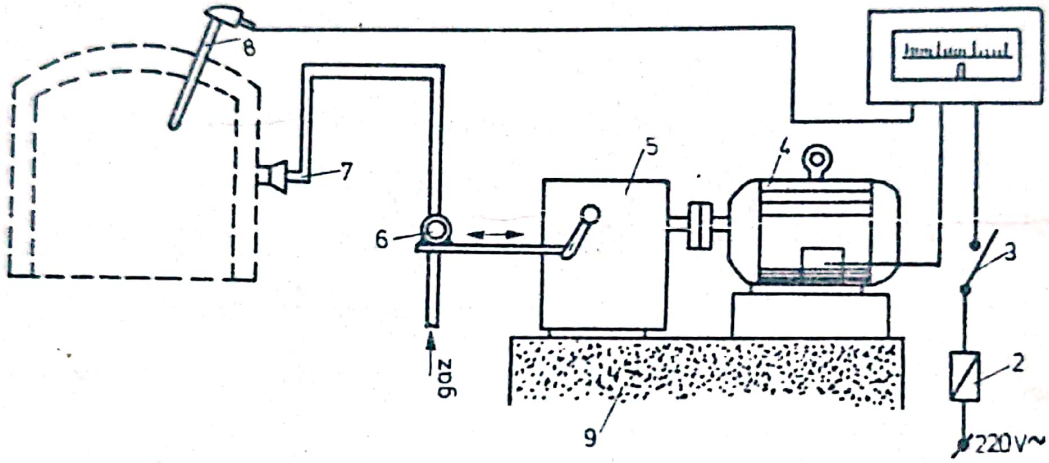


Fig.174 Schema de reglare a temperaturii unui cuptor cu combustibil gazos prevăzut cu motor electric pentru reglarea debitului de combustibil

De la termocuplul 8 variaţia temperaturii sub formă de forţă electromotoare variabilă, este transpusă la galvanometrul indicator şi regulator de temperatură 1, care conectează si deconectează motorul electric 4, acesta,prin intermediul reductorului 5, acţionează asupra robinetului vană 6, care micşorează sau măreste debitul de gaz. Un dezavantaj al acestui regulator de temperatură îl constituie faptul că reglarea debitului se face în limite extreme. iar mentinerea temperaturii constante, cu o variaţie de 10°C; se realizează după o curbă sinusoidală. Motorul şi reductorul se montează pe un postament din beton 9, alimentarea cu curent a motorului se face de la o reţea de 220 V, iar pentru siguranţă de pune siguranţa fuzibilă 2.

9.7.Reglarea temperaturii fluidului cu ajutorul elicei bimetalice

In multe cazuri este necesară menţinerea temperaturii aerului

sau a unui gaz oarecare constantă, ceea ce se poate realiza cu ajutorul unei instalaţii denumite ventilator bimetalic (fig.175). La rotorul 3 se află fixate paletele bimetalice 2, care îsi variază curbura sub influenţa căldurii.

Circulaţia fluidului se face prin tubul 5, al cărui debit se reglează cu clapeta 1 care este rotită de rotorul 3. Sensul de circulaţie al fluidului este după direcţia 6.

Temperatura fluidului acţionează prin intermediul paletelor bimetalice, care prin deformare diferită închid debitul de fluid; odată cu aceasta scade şi temperatura încăperii în care s-a introdus fluidul. O altă explicaţie a aparatelor care lucrează pe acelasi principiu o avem la stabilizarea temperaturii cuptoarelor electrice.

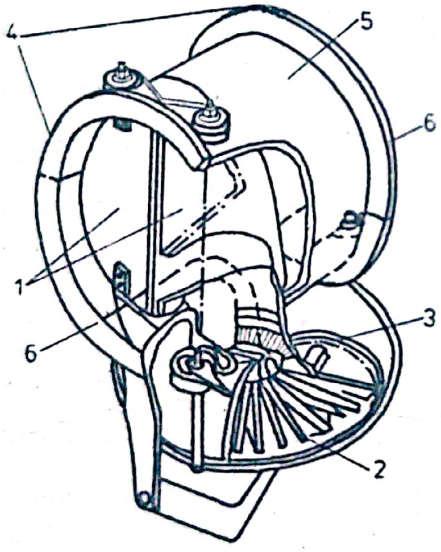


Fig.175 Reglarea temperaturii fluidului cu ajutorul elicei bimetalice

Menţinerea constantă a temperaturii cuptoarelor electrice constituie o problemă foarte importantă atît în producţie, cît si în laboratoare. Aparatele folosite în acest scop se compun, de cele mai multe ori, dintr-un termocuplu cu galvanometru si dispozitivele pentru conectarea şi deconectarea curentului pentru încălzire în limitele de temperatură stabilite. Cuptoarele de putere mai mare sînt mai puţin sensibile la aparatele de reglaj obişnuit care se completează cu un cuplaj prin reacţie care are rolul de a micşora variaţiile de temperatură în obiectivul de reglat. Cauzele care duc la variaţia temperaturii elementelor de încălzire pot fi: variaţia sarcinii termice a cuptorului; variaţia temperaturii aerului din mediul înconjurător si variaţia tensiunii reţelei de alimentare.

La cuptoarele de laborator, precum şi la cele de uscat, sarcina termică variază mai puţin, de asemenea şi temperatura mediului încon-

jurător. Rămîne deci ca un factor variabil tensiunea reţelei electrice.

Stabilizatorii obisnuiţi de tensiune pentru puteri mari din punct de vedere economic sînt mai puţin indicaţi.

O altă cale pentru stabilizarea temperaturii cuptoarelor electrice poate fi realizată prin conectarea si deconectarea curentului astfel ca să se asigure echilibrul dintre cantitatea de căldură adusă în cuptor în timpul conectării şi cantitatea de căldură cedată de cuptor în timpul deconectării curentului. Menţinerea temperaturii constante a cuptorului se realizează prin folosirea întrerupătoarelor bimetalice.

In fgi.176 este reprezentată schema unui dispozitiv construit de O.G. Catulson care funţionează pe următorul principiu. Curentul electric este adus la bornele 1 şi 3, placa bimetalică 4 este conectată la borna 2, care face legătura cu transformatorul de tensiune 9. Pe placa bimetalică 4 se leagă prin lipire conductorul flexibil 6, care leagă contactele auxiliare cu borna 5. Prin sistemul de contacte 6, curentul este trecut la înfăşurarea de încălzire 7 si iese prin borna 3. Paralel cu înfăşurarea de încălzire a cuptorului este legat variatorul de tensiune 8, prin care se face alimentarea primară a transformatorului coborîtor de tensiune 9, a cărui înfăsurare secundară este legată cu un capăt la borna 5, iar la celălalt capă la borna 2. La trecerea curentului prin înfăşurarea cuptorului 7, transformatorul 9 produce încălzirea plăcii bimetalice 4 a întrerupătorului înfăşurării de coborîre a tensiunii transformatorului. Reglarea gradului de încălzire a plăcii bimetalice se realizează cu ajutorul rezistenţei variabile 8. In urma încălzirii, placa

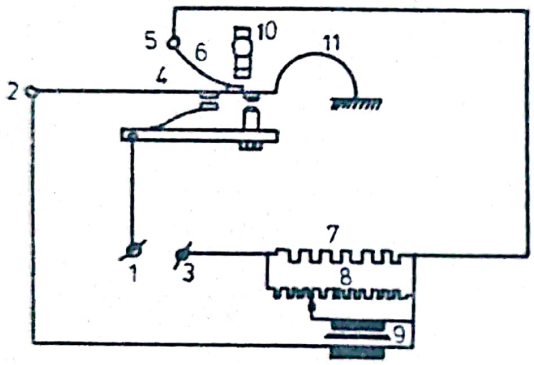


Fig.176 Schema unui dispozitiv pentru reglarea temperaturii

bimetalică 4, după un anumit interval de timp, va întrerupe contactele cu borna 1, sprijinindu-se pe opritorul 10, prin deschiderea arcului 11, care va aduce din nou placa bimetalică 4 în poziţie de contact cu borna 1, odată cu scăderea temperaturii cuptorului.

Scanned with OKEN Scanner

CAP.X. EXEMPLU DE CALCUL PENTRU UN CUPTOR DE FORJA TIP CAMERA CU VATRA FIXA

Scanned with OKEN Scanner

10.1. Introducere

In secţiile de forjă, cuptoarele se utilizează pentru încălzirea semifabricatelor în vederea prelucrării prin deformare plastică la cald. Funcţie de natura semifabricatelor utilizate, mărimea seriei de producţie, condiţiile specifice procesului tehnologic utilizat, se utilizează următoarele tipuri principale de cuptoare industriale:

- cuptoare cu cameră, utilizate în cazul seriilor de producţie mici pentru semifabricate şi piese de dimensiuni reduse;

- cuptoare cu cameră şi fantă, utilizate pentru încălzirea semifabricatelor numai la un capăt în cazul producţiei de serie mare;

- cuptoare continue cu propulsie sau traversante, cuptoare utilizate în cazul producţiei de serie mare şi de masă;

- cuptoare cu vatră mobilă, cuptoare utilizate în special în cazul semifabricatelor de diemnsiuni mari şi greu de manevrat (lingouri)

- cuptoare continue rotative, utilizate pe scară largă în cazul schimbării repetate a seriilor de producţie putînd fi utilizate pentru orice număr de semifabricate;

Cuptorul cu cameră

Cuptoarele cu cameră variază în dimensiuni funcţie de necesităţile stricte ale procesului tehnologic, dimensiuni rezultate din calculele de proiectare putînd fi realizate constructiv cu una sau cu două uşi de încărcare (fig.1).

Cuptoarele cu cameră se construiesc de dimensiuni relativ mici în lungime datorită greutăţilor care intervin la manipularea pieselor mai mari şi mai grele. Pentru evitarea lungimilor mari, în cazul unei productivităţi mari solicitate de fluxul procesului tehnologic, se poate utiliza mărimea lăţimii cuptorului (suprafaţa vetrei rămîne constantă) cu condiţia măririi, în lăţime, a uşii sau utilizarea mai multor uşi de încărcare.

In cazul acestui tip de cuptor arderea combustibilului se face direct în camera de lucru a cuptorului prin intermediul arzătoarelor plasate pe ,pereţii laterali ai cuptorului, deasupra vetrei cuptorului.

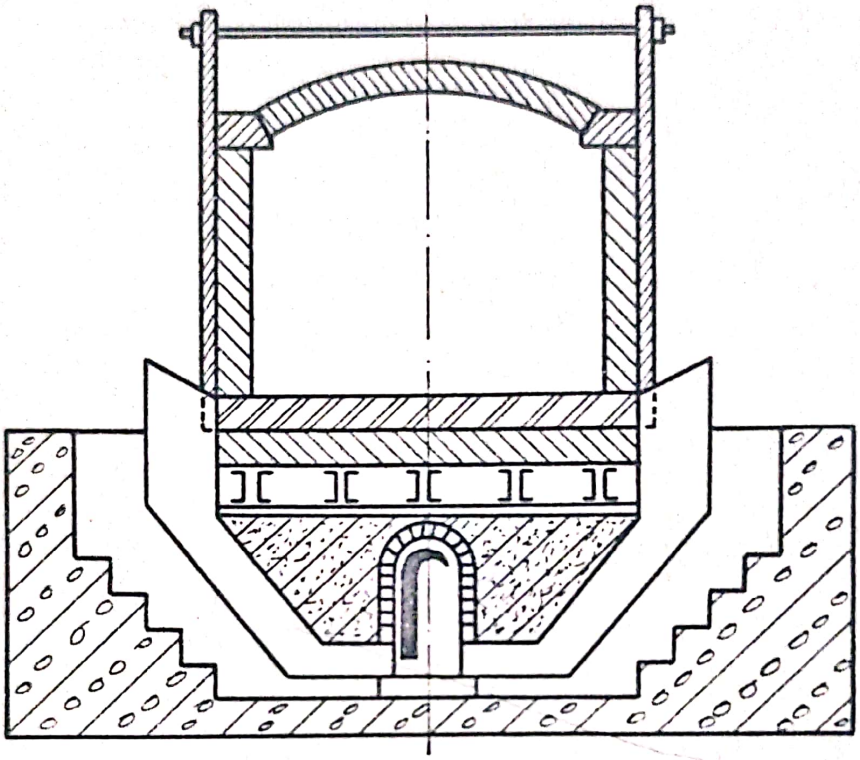


Fig.177 Cuptor cu cameră

Gazele arse rezultate sînt evacuate prin canale de fum în cogul colector, de unde sînt trimise în cogul propriuzis al cuptorului.

O proiectare corectă a cuptorului se realizează prin rezolvarea problemei de reglare judicioasă a tirajului cuptorului, prin intermediul registrelor din cogul colector deoarece temperatura utilă din camera de lucru este determinată atît de cantitatea şi calitatea combustibilului utilizat cît şi de tirajul cuptorului.

In acest sens este recomandat ca reglajul tirajului să poată fi realizat, prin intermediul instalaţiei pentru controlul temperaturii camerei de lucru, automat.

Uşa sau uşile de încărcare-descărcare pot fi acţionate manual, mecanic sau pneumatic, prin intermediul unor scripeţi şi eventual

contragreutăţi.

In amplasarea cuptoarelor cu cameră, ca şi în cazul celorlalte tipuri de cuptoare de forjă, trebuie să se ţină seama de posibilităţile de execuţie a eventualelor reparaţii la canalele de fum şi la coşul colector.

In toate cazurile aceste cuptoare sînt realizate din zidărie cu minimum 2 straturi aplicate pe un schelet metalic. In cazul cuptoarelor de dimensiuni mici şi medii bolta cuptorului prezintă o rază de curbură egală cu lăţimea cuptorului, iar în cazul cuptoarelor de dimensiuni mari şi foarte mari bolta este relizată în tip constructiv drept prin intermediul cărămizilor suspendate.

Scanned with OKEN Scanner

10.2.Tema de proiectare

Să se efectueze calculul termic al unui cuptor de forjă tip cameră cu următoarele caracteristici:

- combustibilul: gaz metan;
- material: OL38;
- dimensiuni: 50X250X100;
- temperatura de lucru: 1250°C;
- tipul cuptorului: cu temperatură constantă şi funcţionare continuă;
- productivitatea cuptorului: 500 Kg/h;
- diferenţa finală de temperatură în semifabricat:

$$t'_{sf} - t_{ext} = t_f = 50^{\circ}C$$

- tiraj: direct;

10.2.1.Stabilirea dimensiunilor principale de lucru

Greutatea unei piese este:

$$G_p = 0,05 \cdot 0,25 \cdot 0,1 \cdot 7,85 \cdot 10^3 = 0,0098 \cdot 10^3$$

$$G_p = 9,8 \text{ daN}$$

- numărul de piese pe oră:

$$N_1 = \frac{500}{9,8} = 51,02 = 51 \text{ buc./h}$$

- suprafaţa din vatră ocupată: de o piesă:

$$S_o = 0,1 \cdot 0,25 = 0,0025 \text{ m}^2$$

10.2.2.Lăţimea spaţiului de lucru a cuptorului

$$B = 2 \cdot l + \delta$$

l - lungimea semifabricatelor (m)

$\delta = 0,25 - 0,3$ (m)

$$B = 2 \cdot 0,250 + 3 \cdot 0,25 = 0,5 + 0,75 = 1,25 \text{ m}$$

Pentru cuptoarele de forjă putem adopta înălţimea maximă a spaţiului de lucru a zonei de încălzire ca fiind:

$\frac{h_{înc}}{B} = 0,35 \dots 0,55$ Adoptăm $\frac{h_{înc}}{B} = 0,4$ rezultă:

$$h_{înc.} = 0,4 \cdot B = 0,4 \cdot 1,25 = 0,5 \text{ m}$$

Înălţimea spaţiului de lucru la începutul zonei de preîncălzire, lîngă uşă (uşile) de încărcare se consideră de 0,6 - 0,8 m, maxim. Din motive constructive adoptăm aceeaşi înălţime de 0,5 m.

Aceste dimensiuni se pot calcula şi cu următoarele relaţii:

- considerăm că aşezăm semifabricatul pe vatra cuptorului, pe două rînduri distanţate între ele cu o jumătate din grosimea semifabricatelor: $L = a \cdot n + (n - 1) \cdot x$ în care:

x - lungimea unui interval; a - lăţimea semifabricatelor.

$$L = 0,100 \cdot 51 + (51 - 1) \cdot 0,025 = 5,1 + 1,25 = 6,35 \text{ m}$$

Deoarece aşezăm semifabricatele pe patru rînduri rezultă:

$$L = \frac{6,35}{4} = 1,5875 \text{ m}$$

<u>Lăţimea cuptorului (B).</u> In camera de lucru se lasă obligatoriu un spaţiu între semifabricate şi pereţi, de obicei 0,25 - 0,35 m, spaţiu ce este lăsat şi între semifabricatele aşezate pe mai multe rînduri. Lăţimea spaţiului de lucru este dată de relaţia:

$B = y \cdot l + (y + 1) \cdot \delta$ în care:

y - numărul de rînduri de semifabricate;

l - lungimea unui semifabricat;

δ - 0,25 - 0,3(m).

$$B = 4 \cdot 0,250 + (4 + 1) \cdot 0,25 = 1 + 5 \cdot 0,25 = 2,25 \text{ m}$$

Suprafaţa vetrei (F) este dată de relaţia: $F = L \cdot B$ (m^2)

$$F = 1,5875 \cdot 2,25 = 3,5720 \text{ m}^2$$

Deoarece lăţimea a rezultat mai mare ca lungimea şi ar fi deza-

vantajos procesului termic se recalculează lăţimea şi lungimea considerînd două rînduri de semifabricate.

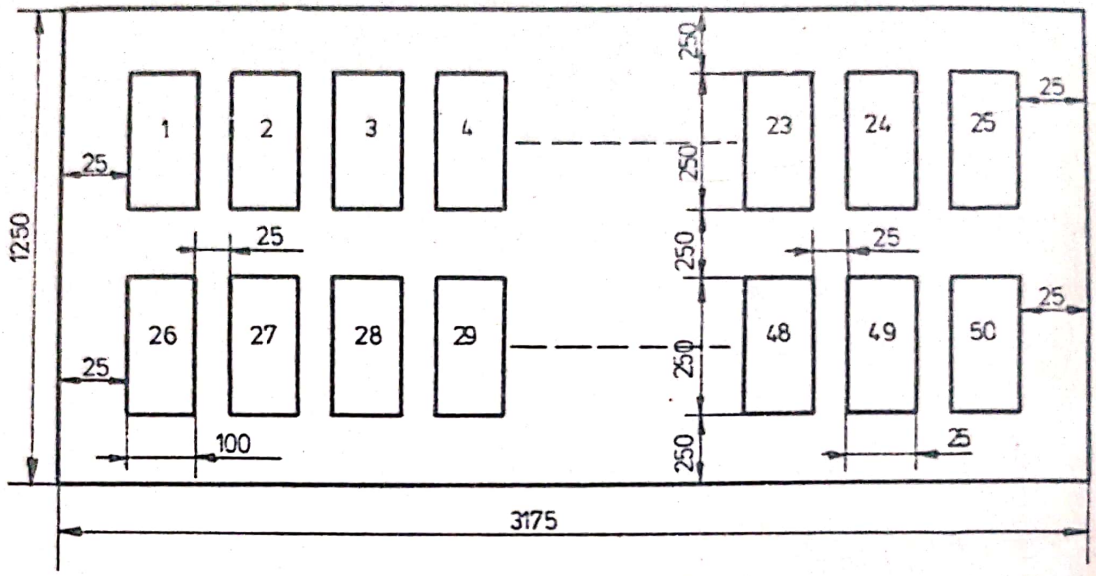


Fig.178

$$L = \frac{6,35}{2} = 3,175 \text{ m}$$

$$B = 2\cdot(0,250) + (2 + 1)\cdot 0,25 = 0,5 + 0,75 = 1,25 \text{ m}$$

Coeficientul (K) de utilizare a vetrei este:

$$K = \frac{F_{(a)}}{F_{tot}} = \frac{2\cdot L\cdot a\cdot n}{3,968} = \frac{2\cdot 0,25\cdot 0,1\cdot 51}{3,968} = 0,6425$$

Deoarece valoarea teoretică a lui K este 0,6425 înseamnă că spaţiul de lucru a fost corect dimensionat.

Volumul zonei de încălzire a cuptorului este dat de relaţia:

$$V = h_{inc}\cdot F_{tot} = 0,5\cdot 3,968 = 1,984 \text{ m}^3$$

10.2.3.<u>Calculul arderii combustibilului</u>

10.2.3.1. <u>Calculul cantităţii de aer şi a produselor arderii</u>

$$V_{rt} = 1,14\cdot\frac{H_i}{1000} + 0,25 \quad (m_N^3/m_N^3) \quad \text{gaze umede;}$$

$$V_{at} = 1,09\cdot\frac{H_i}{1000} - 0,25 \quad (m_N^3/m_N^3) \quad \text{aer teoretic.}$$

Pentru gaz metan: $H_i = 33488\ KJ/m_N^3$.

V_{rt} - volumul teoretic de gaze umede de ardere;

V_{at} - volumul de aer cu exces teoretic.

$$V_{rt} = 38,4\ m_N^3/m_N^3$$

$$V_{at} = 36,25\ m_N^3/m_N^3$$

Cantitatea de aer reală este:

$V_a = n_{at} \cdot V_{at}$; adoptînd $n_{at} = 1,1$ rezultă:

$$V_a = 1,1 \cdot V_{at} = 39,875 \quad (m_N^3/m_N^3)$$

Volumul gazelor arse:

$$V_r = V_{rt} + (n - 1) \cdot V_{at}$$

$$V_r = 42,38 \quad (m_N^3/m_N^3)$$

Raportul: $\frac{V_{rtus}}{V_{at}}$ este de 0,924 pentru gaz metan deoarece

$$V_{rtus} = 33,495 \simeq \underline{34\ m_N^3/m_N^3}$$

Cantitatea de apă din gazele de ardere se determină ţinînd cont că reprezintă 1,75 % din V_{rt} pentru gaz metan.

$$\sum H_2O = \frac{1,75}{100} \cdot V_r = 0,74\ m_N^3$$

Volumul uscat de gaze arse este de: $42,38 - 0,74 = 41,64\ m_N^3$.

Cpnţinutul în procente de CO_2 se ia din tabel şi anume:

$$C_t\% = 12,00$$

Volumul total de CO_2 este dat de relaţia:

$$\sum CO_2 = C_t \frac{V_{rtus}}{100}$$

$$\sum CO_2 \simeq 5\ (m_N^3/m_N^3)$$

10.3.Construcţia zidăriei cuptorului

Pentru pereţi se utilizează cărămizi normale de şamotă. Grosimea pereţilor se completează cu un şir de cărămizi poroase de şamotă.

Pe placa de fund confecţionată din tablă de oţel de 12 - 15 mm grosime se aşează un strat de mortar de 100 mm (mortar refractar) peste care se aşează trei rînduri de cărămizi din şamotă normală. Peste aceasta, după ce se întinde un strat de mortar refractar neutru, se construieşte vatra din cărămizi magnezitice normale, aşezate pe lat în lungime. Pe vatră se mai aşează un strat de mortar refractar din deşeuri magnezitice, avînd o granulaţie de 1 - 3 mm diametru, îndesat şi legat cu un liant rerractar.

Bolta se construieşte din cărămizi de şamotă în rormă de pană. In exterior, deasupra bolţii, se aşează un strat de deşeuri de şamotă, stratul avînd o grosime de 120 mm,granulaţia fiind de 1 - 5 mm.

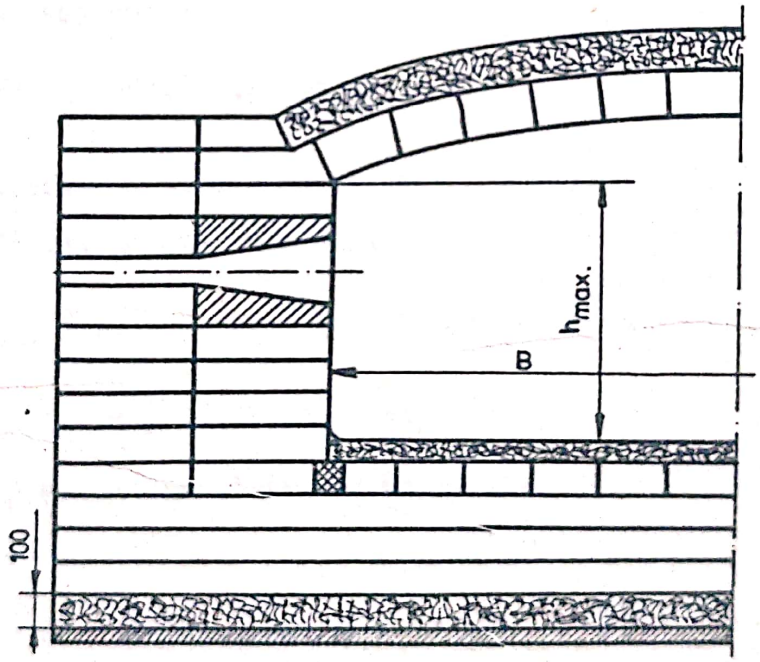


Fig.179

10.3.1.Calculul schimbului de căldură în cameră

Pentru determinarea schimbului de căldură se dau parametrii geometrici ai radiaţiei.

Suprafaţa totală de radiaţie a metalului este:

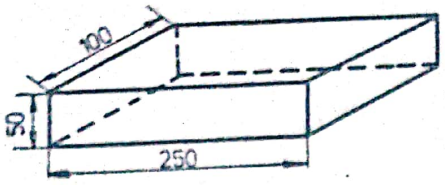


Fig.180

$$F_w = (0,25 \cdot 0,05 \cdot 2 + 0,25 \cdot 0,1 \cdot 2 + 0,25 \cdot 0,1) \cdot 51 = 0,1 \cdot 51 = \underline{5,1\ m^2}$$

Suprafaţa bolţii o aproximăm ca fiind egală cu suprafaţa totală a vetrei:

$$F_b = F_{v.tot.} = 3,968$$

Suprafaţa liberă a vetrei neocupată de metal:

$$F = 3,968 - (0,1 \cdot 51 \cdot 0,25 \cdot 2) = 1,418\ m^2$$

Suprafaţa pereţilor verticali ai camerei:

$$F_{per.} = (2 \cdot 3,175 + 2 \cdot 1,25) \cdot 0,5 = 4,425\ m^2$$

Suprafaţa totală de radiaţie a zidăriei camerei:

$$F_{zid} = 3,968 + 1,418 + 4,425 = 9,811\ m^2$$

Volumul camerei este: $V_c = 1,984\ m^3$

Volumul pieselor este: $V_w = 0,05 \cdot 0,1 \cdot 0,25 \cdot 51 = 0,064\ m^3$

Volumul ocupat de gaze:

$$V_g = V_c - V_w = 1,984 - 0,064 = 1,92\ m^3$$

Coeficientul unghiular de radiaţie de la metal la zidărie:

$$\varphi_{w\ zid} = \frac{F_{zid}}{F_{zid} + F_w} = \frac{9,811}{9,811 + 5,1} = 0,6579$$

Coeficientul unghiular de radiaţie de la metal la metal:

$$\varphi_{w\ w} = \frac{F_w}{F_{zid} + F_w} = 5,1/14,911 = 0,342$$

Coeficientul unghiular de radiaţie de la zidărie la metal:

$$\varphi_{zidw} = \varphi_{w\ w} = 0,342$$

Coeficientul unghiular de radiaţie de la zidărie la zidărie:

$$\varphi_{zid\ zid} = \varphi_{w\ zid} = 0,6579$$

Adoptăm un coeficient de emisie al suprafeţei oxidante a lingourilor:

$$\varepsilon_{ars} = \varepsilon_w = 0,8 - 0,85$$

Coeficientul de emisie al gazelor arse: $\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O}$

Pentru determinarea lui ε_g din diagramele de radiaţie a gazelor trebuie să cunoaştem traiectoria medie a razei $\bar{S}$ între suprafeţele care participă la schimbul de căldură:

$$\bar{S} = \frac{3,5 \cdot V_g}{F_{zid} + F_w} = \frac{3,5\ 1,722}{14,911} = 0,404 \text{ m}$$

Produsul dintre presiunea parţială a gazului emiţător de radiaţii şi traiectoria medie a razei $\bar{S}$ va fi:

pentru CO_2 $pS = 0,1179 \cdot 0,404 = 0,0476$ m·atm

pentru H_2O $pS = 0,0175 \cdot 0,404 = 0,007$ m·atm

Valorile coeficientului de emisie (ε_g) pentru diferite temperaturi se iau din tabel (Tab.65/23/).

Coeficientul de radiaţie raportat la temperatura gazelor din camera de lucru este egal cu:

$$C_{ga} = 4,96 \cdot \varepsilon_{g\ zid\ w} = \frac{4,96 \cdot \varepsilon_g \cdot \varepsilon_w}{\varepsilon_g + \varphi_{zid\ w} \cdot \varepsilon_w (1 - \varepsilon_g)} \quad : \text{ unde:}$$

$\varepsilon_{g\ zid\ w}$ - coeficientul de emisie al sistemului gaz-zid-metal.

Coerespunzător lui 0,05 pentru CO_2 avem; după ce scoatem din tabelele de mai jos şi celelalte valori necesare o relaţie pentru $\varepsilon_{g\ zid\ w}$ şi una pentru C_{ga}, trecem valorile obţinute într-un tabel.

CO_2

ε	Temperatura gazelor arse t_{ga} °C					
	1100	1200	1300	1400	1500	1600
ε_g	0,07	0,065	0,060	0,055	0,05	0,046

H_2O

ε	Temperatura gazelor arse t_{ga} °C					
	1100	1200	1300	1400	1500	1600
ε_g	0,012	0,01	0,0008	0,0075	0,0065	0,0055

$$\beta = 1 \qquad \varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}$$

$$\varepsilon_{g\ zid\ w} = \frac{\varepsilon_g \cdot \varepsilon_w}{\varepsilon_g + \varphi_{zid\ w} \cdot \varepsilon_w (1 - \varepsilon_g)}$$

Cu această relaţie se fac calculele pentru toate valorile cuprinse între 1100°C - 1600°C şi rezultă tabelul de mai jos.

ε	Temperatura gazelor arse t_{ga} °C					
	1100	1200	1300	1400	1500	1600
ε_g	0,082	0,075	0,068	0,062	0,056	0,051
$\varepsilon_{g\ zid\ w}$	0,196	0,180	0,164	0,151	0,139	0,126
ε_{ga}	0,972	0,893	0,813	0,749	0,689	0,625

Raza de calcul a semifabricatului de încălzire

Pentru determinarea duratei de încălzire, semifabricatul cu secţiune dreptunghiulară aXb poate fi asimilat cu un cilindru echivalent, avînd raza de calcul R, determinată de condiţia egalităţii suprafeţei dreptunghiului cu cea a carcului: $\pi R^2 = a \cdot b$

$$R = \sqrt{\frac{a\ b}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,05 \cdot 0,1}{\pi}} = \sqrt{0,0016} \qquad R = 40 \text{ mm}$$

10.3.2. Determinarea temperaturii cuptorului, a gazelor şi a pereţilor camerei de lucru la evacuarea lingoului

Temperatura medie a unui semifabricat de tip cilindric la sfîrşitul încălzirii:

$$t_{med.f.} = t_{sf} - \frac{1}{2} \cdot \Delta t_f = 1250 - \frac{1}{2} \cdot 50 = 1225°C$$

Fluxul termic total asupra lingoului, la sfîrşitul perioadei de încălzire:

$$q_f = \frac{2 \Delta t_f \cdot \lambda}{R}$$

Conductivitatea termică (λ) este luată pentru temperatura medie a lingoului: (1225°C).

t°C	0	200	400	800	1000	1200	1225
Coeficient	1	0,95	0,85	0,68	0,68	0,73	0,72
λt ($\frac{Kcal}{m\ h\ °C}$)	49,924	47,43	42,44	33,85	36,44	36,44	35,95

Conductivitatea termică a oţelurilor carbon se poate calcula cu relaţia empirică:

$$\lambda = 60 - 8,7 \cdot C - 14,4 \cdot M - 29,10 \cdot Si$$

unde: C, Mn, Si - conţinut procentual de Carbon Mangan şi Siliciu.

Din STAS 500-63 pentru OL38 avem compoziţia chimică:

C % = 0,14 - 0,22

Si% = 0,07

Mn% = 0,30 - 0,60

$$\lambda_{OL38} = 60 - 8,7 \cdot 0,18 - 14,4 \cdot 0,45 - 29,0 \cdot 0,07 =$$

$$60 - 1,566 - 6,48 - 2,03 = 49,924$$

De menţionat că această relaţie este valabilă pentru o temperatură de 0^oC şi un conţinut de carbon pînă la 1,5 % şi Mn şi Si pînă la 0,5 %.

Valorile conductivităţii la diferite temperaturi se determină înmulţind valoarea conductivităţii termice determinate cu coeficienţii corespunzători din tabel,

Fluxul termic total va fi:

$$q_f = \frac{2 \cdot \Delta t_f \cdot \lambda}{R} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 85,95}{0,04}$$

$$q_f = 89,875 \text{ Kcal/m}^2 \cdot h$$

Această valoarea orientativă fiind rezultată dintr-un calcul aproximativ,se face calculul corect ţinînd cont de schimbul de căldură prin radiaţie.

Temperatura gazelor în camera de lucru, la sfîrşitul încălzirii, se determină cu relaţia:

$$q_f = 4,96 \cdot \varepsilon_{g \text{ zid w}} \left[\left(\frac{T_{ga}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{sf}}{100} \right)^4 \right] \quad \text{de unde:}$$

$$T_{ga} = 100 \sqrt[4]{\frac{q_f}{4,96 \cdot \varepsilon_{g \text{ zid w}}} + \left(\frac{T_{sf}}{100} \right)^4}$$

De menţionat că pentru acest calcul este indicată metodă de lucru cu aproximările necesare succesive.

Se consideră că:

$$t_{ga} = 1400^{o}C$$

$$q_f = 0,749 \cdot \left[\left(\frac{16,73}{1}\right)^4 - \left(\frac{15,23}{1}\right)^4\right] = 0,749 \cdot (16,73^4 - 15,23^4) =$$

$$= 0,749 \cdot (78340,02 - 53802,1) = \underline{18378 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}}$$

Cu această valoare obţinută se determină valoarea maximă a razei semifabricatelor ce pot fi încălzite la această temperatură (R):

$$R = \frac{2 \cdot \Delta t_f \cdot \lambda}{q_f} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 35,95}{18378} = \underline{0,195 \text{ m}}$$

Această valoarea este nult acoperiotoare razei de 40 mm şi deci se poate considera valoarea de 1400°C pentru T_{ga}.

Dacă calculăm T_{ga} pentru $q_f = 89875$ Kcal/m^2.h obţinem:

$$T_{ga} = 100 \sqrt[4]{\frac{89875}{0,749} + \left(\frac{1523}{100}\right)^4} =$$

$$100 \sqrt[4]{119993,32 + 53802,1} = 100 \sqrt[4]{173797,42} = \underline{2015^{o}C}$$

valoare mult prea mare faţă de necesar.

Temperatura pereţilor camerei de lucru la sfîrşitul încălzirii va fi dată de relaţia:

$$T^4_{zid} = T^4_w + (T^4_{ga} - T^4_w) \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_g + \varphi_{zid\ w} \cdot \varepsilon_w (1 - \varepsilon_g)}$$

Pentru $t_{ga} = 1400^{o}C$: $\varepsilon_{g\ zid\ w} = 0,51$; $\varphi_{w\ zid} = 0,639$;

$\varepsilon_g = 0,062$; $\varphi_{zid\ w} = 0,361$; $\varepsilon_w = 0,85$

$$\left(\frac{T_{zid}}{100}\right)^4 = \left(\frac{1523}{100}\right)^4 + \left[\left(\frac{1673}{100}\right)^4 - \left(\frac{1523}{100}\right)^4\right] \frac{0,062}{0,062 + 0,361 \cdot 0,85 (1 - 0,062)}$$

$$\left(\frac{T_{zid}}{100}\right)^4 = 53802,1 + (78340,02 - 53802,1)\,\frac{0,062}{0,350 \cdot 0,177}$$

$$T_{zid} = 100\,\sqrt[4]{58145,3} = 1553^{o}K$$

$$t_{zid} = 1553 - 273 = \underline{1280^{o}C}$$

Temperatura cuptorului va fi de:

$$\left(\frac{T_{cupt}}{100}\right)^4 = \left(\frac{T_w}{100}\right)^4 + \left[\left(\frac{T_{ga}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4\right]\frac{\varepsilon_g\left[1 - \varphi_{zid\ w}(1 - \varepsilon_w)\right]}{\varphi_{w\ zid}\left[\varepsilon_g + \varphi_{zid\ w}\,\varepsilon_w(1 - \varepsilon_g)\right]}$$

$$\left(\frac{T_{cupt}}{100}\right)^4 = 15,23^4 + (16,73^4 - 15,23^4)\,\frac{0,062\left[1 - 0,361\ (1 - 0,85)\right]}{0,369\left[0,062 + 0,361 \cdot 0,85(1-0,062)\right]}$$

$$\left(\frac{T_{cupt}}{100}\right)^4 = 53802,1 + (78340,02 - 53802,1)\,\frac{0,062 \cdot 0,964}{0,639 \cdot 0,35} = 60237,145$$

$$T_{cupt} = 100\,\sqrt[4]{60273,145} = 1567^{o}K$$

$$t\ cupt = \underline{1294^{o}C}$$

Cu valorile determinate ale temperaturii cuptorului, a suprafeţei metalului precum şi cu valoarea calculată a fluxului termic (q_f = 18378 Kcal/m^2·h) putem calcula coeficientul de radiaţie global al cuptorului, raportat la temperaturile calculate:

$$\Gamma_{cupt} = \frac{q_f}{\left(\frac{T_{cupt.f}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{sf}}{100}\right)^4}$$

$$\Gamma_{cupt} = \frac{18,378}{(15,67)^4 - 15,23^4} = \frac{18378}{60294,24 - 53802,1} = \frac{18378}{6492,14} = 2,83$$

$$\underline{\Gamma_{cupt} = 2,83\ \ Kcal/m^2 \cdot h \cdot {}^{o}C}$$

Aceeaşi valoare se poate calcula şi din relaţia:

$$\overline{V}_{cupt} = \frac{4,96 \cdot \mathcal{E}_w \cdot \varphi_{w\ gid}}{1 - \varphi_{ww}(1 - \mathcal{E}_w)} = \frac{4,96 \cdot 0,85 \cdot 0,369}{1 - 0,361 \cdot (1 - 0,85)} = \underline{2,84\ Kcal/m^2 \cdot h \cdot {}^oC}$$

Deoarece se obţine aproximativ aceeaşi valoare înseamnă că toate calculele au fost efectuate cu exactitate.

10.3.3. Calculul încălzirii metalului. Prima perioadă

In conformitate cu literatura de specialitate, pentru alegerea raţională a puterii termice instalate a cuptoarelor, adoptăm în calcul noţiunea de flux termic optim care se poate considera 0,5 din fluxul termic maxim.

$$q_1 = 0,5 \cdot \overline{V}_{cupt} \cdot \left[\left(\frac{T_{cupt.i}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{sf}}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 0,5 \cdot 2,84 \cdot \left[\left(\frac{1294 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{273}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 0,5 \cdot 2,84 (15,67^4 - 2,73^4) = 0,5 \cdot 2,84 (60294,24 - 55,54)$$

$$\underline{q_1 = 85539\ \ Kcal/m^2 \cdot h}$$

Temperatura suprafeţei semifabricatului la sfîrşitul primei perioade de încălzire este egală cu:

$$t_{s_1} = 100 \sqrt[4]{\left(\frac{T_{cupt.f}}{100} \right)^4 - \frac{q_1}{\overline{V}_{cupt}}} - 273 =$$

$$= 100 \sqrt[4]{60294,24 - 30119,37} - 273 = 1318 - 273$$

$$\underline{t_{s_1} = 1045^oC}$$

Deoarece valoarea temperaturii obţinute (1045°C) este mult prea mare pentru procesul normal de încălzire pentru forjare, limităm valoarea aceasta la 700°C, în funcţie de care calculăm fluxul termic necesar procesului de încălzire:

$t_i = 20^oC$; $t_{cupt} = 1294^oC$; $t_{s_1} = 700^oC$; $R = 40\ mm = 0,04\ m$

$\gamma_{oţel} = 7800$ daN/m^3 $\qquad$ $\sigma_{cupt} = 2,84$ Kcal/m^{2}h°K^4

10.3.3.1.Calculul coeficientului mediu de cedare a căldurii α_w

La începutul perioadei valoarea lui α_i este:

$$\alpha_{i_1} = \sigma_{cupt} \frac{(\frac{T_{cupt}}{100})^4 - (\frac{T_i}{100})^4}{t_{cupt} - t_i} = 2,84 \frac{60294,24 - 73,70}{1274}$$

$$\alpha_{i_1} = 134,24 \text{ Kcal/m}^2\text{h°C}$$

La sfîrşitul perioadei, valoarea lui α_f este:

$$\alpha_{f_1} = 2,84 \frac{60294,24 - 8962,95}{594} = \underline{245,42 \text{ Kcal/m}^2\text{h°C}}$$

Media aritmetică a lui α_i şi a lui α_f este coeficientul mediu de cedare a căldurii:

$$\alpha_{m_1} = \frac{\alpha_{i_1} + \alpha_{f_1}}{2} = \frac{134,24 + 245,42}{2} = \underline{189,83 \text{ Kcal/m}^2\text{h°C}}$$

10.3.3.2.Valoarea medie a conductibilităţii λ_{med}

$$\lambda_{med} = \frac{\lambda_{20} + \lambda_{700}}{2} = \frac{49,924 + \frac{37,44 + 33,95}{2}}{2}$$

$$\underline{\lambda_{med} = 42,80 \text{ Kcal/m}^2\text{h°C}}$$

10.3.3.3.Criteriul Biot

$$Bi = \frac{\alpha_{med} \cdot R}{\lambda_{med}} = \frac{189,83 \cdot 0,04}{42,80} = 0,177 \qquad \underline{Bi = 0,177}$$

10.3.3.4.Criteriul de temperatura a suprafeţei axului

$$\phi_S = \frac{t_s - t_{cupt}}{t_{med} - t_{cupt}} = \frac{700 - 1294}{20 - 1300} = 0,464 \qquad \underline{\phi_S = 0,464}$$

10.3.3.5.Criteriul Fourier

Aplicînd Bi = 0,177 (deoarece Bi < 0,25 avem de-a face cu un corp subţire şi $\phi_S = 0,464$ pe ordonata diagramei, găsim pe abscisă

valoarea criteriului Fourier:

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{R^2} = \underline{2,3}$$

10.3.3.6. Criteriul de temperatură al centrului de ax

Aplicînd criteriile: Bi = 0,177 şi Fo = 2,3, găsim pe ordonată valoarea criteriului de temperatură al centrului de ax:

$$\underline{\phi_C = 0,49}$$

10.3.3.7. Temperatura centrului axului

Temperatura în centrul axului va fi dată de relaţia de mai jos:

$$t_C = t_{cupt} - (t_{cupt} - t_i) \cdot \phi_C = 1294 - (1294 - 20) \cdot 0,49 = 670^oC$$

$$t_C = 670^oC$$

10.3.3.8. Diferenţa de temperatură Δt

$$\Delta t = T_S - t_C = 700 - 670 = \underline{30^oC}$$

10.3.3.9. Temperatura medie

$$t_{med} = t_C + \frac{\Delta t}{2} = 670 + \frac{30}{2} = \underline{685^oC}.$$

10.3.3.10. Căldura specifică medie

$$C_{med} = \frac{i_{685^oC} - i_{20^oC}}{685 - 20}$$; pentru C % = 0,18 avem:

$i_{700} = 100,15$; $i_{20} = 2$; $i_{600} = 81,1$.

$$i_{650} = \frac{100,15 + 81,1}{2} = \frac{181,25}{2} = 90,625;$$

$$i_{675} = \frac{100,15 + 90,625}{2} = \frac{190,775}{2} = 95,38;$$

$$i_{685} = \frac{100,15 + 95,38}{2} = \frac{195,53}{2} = 97,77.$$

Adopt: $i_{685} = 97,5$; Deci rezultă: $C_{med} = \frac{97,5 - 2}{685 - 20} = \underline{0,1415 \frac{Kcal}{Kg^oC}}$

10.3.3.11. Conductibilitatea termică λ

Prin interpolare din tabelul determinat obţinem:

$$\lambda_{med} = \frac{\lambda_{20} + \lambda_{700} + \lambda_{670}}{3} = \frac{49,924 + \frac{37,44 + 33,95}{2} + 37,44 - 1,31}{3}$$

$$\lambda_{med} = 40,58 \text{ Kcal/m·h.°C}$$

10.3.3.12. Difuzibilitatea termică

$$a = \frac{\lambda_{med}}{c_{med} \cdot \gamma} = \frac{40,58}{0,1415 \cdot 7800} = 0,0368 \text{ m}^2/\text{h}$$

Durata de încălzire va fi:

$$\tau_1 = Fo \frac{R^2}{a} = 2,3 \frac{0,04^2}{0,0368} = 0,1 \text{ h}$$

10.3.4. Perioada a doua de încălzire

Pentru calculul perioadei a doua de încălzire a semifabricatelor vom avea următoarele date de pornire:

$t_i = 700°C$; $t_s = 1250°C$; $t_{cupt} = 1294°C$; $R = 0,04$ m;

$\gamma_{OL38} = 7800$ daN/m^3; $C_{cupt} = 2,84$ Kcal/m^{2}h.°K^4.

Calculul se efectuează similar cu cel de la perioada I-a de încălzire:

$$\alpha'_{i_2} = 2,84 \frac{\left(\frac{1574,4}{100}\right)^4 - \left(\frac{973}{100}\right)^4}{1294 - 700} = 2,84 \frac{60294,24 - 8962,95}{594}$$

$$\alpha_{i_2} = 245,42 \text{ Kcal/m}^2\text{. h .°C}$$

$$\alpha_{f_2} = 2,84 \frac{\left(\frac{1567}{100}\right)^4 - \left(\frac{1523}{100}\right)^4}{1294 - 1250} = 2,84 \frac{60294,24 - 53802,1}{44}$$

$$\alpha_{f_2} = 419,04 \text{ Kcal/m}^2\text{. h .°C}$$

$$\alpha_{m_2} = \frac{\alpha_{i_2} + \alpha_{f_2}}{2} = \frac{245,2 + 419,04}{2} = \underline{332,23 \text{ Kcal/m}^2\text{. h .}^\circ\text{C}}$$

$$\lambda_{med_2} = \frac{\lambda_{700} + \lambda_{1250}}{2} = \frac{\frac{37,44 + 33,95}{2} + 35,95}{2} = \underline{35,82 \text{ Kcal/m}^2\text{. h .}^\circ\text{C}}$$

$$Bi = \frac{332,23\ 0,04}{35,82} = \underline{0,371}$$

$$\phi_S = \frac{1250 - 1294}{700 - 1294} = \underline{0,074}$$

Din diagrama criteriului Fourier obţinem:

$$\underline{Fo = 3,9}$$

Criteriul de temperatură al centrului de ax va fi:

$$\underline{\phi_C = 0,08}$$

Temperatura în centrul axului va fi:

$$T_C = 1294 - (1294 - 700)\ 0,08 = 1246^\circ C$$

$$\Delta t = 1250 - 1246 = \underline{4^\circ C}$$

valoare care se poate considera egală cu valoarea de la suprafaţă.

$$C_{med} = \frac{i_{1250^\circ C} - i_{20^\circ C}}{1250 - 20} = \frac{\frac{211,5 + 210,2}{2} - 2}{1230}$$

$$\underline{C_{med} = 0,170 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}}$$

$$\lambda_{med} = \frac{35,695 + 35,95}{2} = 35,82 \text{ Kcal/m h }^\circ\text{C}$$

$$a = \frac{35,82}{0,17\ 7800} = \underline{0,027}$$

Durata perioadei a II-a de încălzire va fi:

$$\tau_2 = Fo \frac{R^2}{a} = 3,9 \cdot \frac{0,0016}{0,0270} = \underline{0,234 \text{ h}}$$

Scanned with OKEN Scanner

10.3.5. Timpul total de încălzire

$$\tau_{tot} = \tau_1 + \tau_2 = 0,234 + 0,1 = \underline{0,334 \text{ h}}$$

Deoarece corpul supus încalzirii se încadrează la categoria corpurilor subţiri, aplicînd corecţia pentru masivitate, vom avea:

$$\tau = \frac{\delta \cdot \gamma \cdot C_{teor} \cdot m}{K_1 \cdot \alpha} \; 2,3 \log \frac{t_{cupt} - t_i}{t_{cupt} - t_f} \qquad (h)$$

în care:

δ - grosimea de calcul a corpului de încălzire:

$$\delta = \frac{D}{2} = 0,04 \text{ m};$$

γ - greutatea specifică: $\gamma = 7800 \text{ daN/m}^3$;

C_{teor} - căldura specifică medie teoretică:

$$C_{teor} = \frac{i_{t_2} - i_{t_1}}{t_2 - t_1} = \frac{210,85 - 2}{1250 - 20} = 0,1698 \text{ Kcal/daN·grad};$$

K_1 - coeficientul de formă pentru cilindru: $\underline{K_1 = 2}$;

α_{med} - coeficientul de cedare a căldurii. Din calculele efectuate pînă acum găsim:

$$\alpha_{med} = \frac{\alpha_{i_1} + \alpha_{f_2}}{2} = \frac{134,24 + 419,04}{2} = 276,64 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C};$$

λ_{med} - coeficientul de conductibilitate termică:

$$\lambda_{med} = \frac{\lambda_{med_1} + \lambda_{med_2}}{2} = \frac{42,80 + 35,82}{2} = 39,31 \text{ Kcal/m h } ^\circ\text{C};$$

m - coeficientul de corecţie. In cazul pieselor cilindrice are formula:

$$m = 1 + \frac{\alpha \cdot R}{4 \cdot \lambda} = 1 + \frac{276,64 \cdot 0,04}{4 \cdot 39,31} = \underline{1,07}.$$

Inlocuind datele în formula de mai sus obţinem:

$$\tau = \frac{0,04 \cdot 7800 \cdot 0,17 \cdot 1,07}{2 \cdot 276,64} \cdot 2,3 \log \frac{1294 - 20}{1294 - 1250} = 0,236 \cdot \log 28,95$$

$$\tau = 0{,}34456 \text{ ore}$$

Diferența dintre cei doi timpi este foarte mică;

$$\Delta\tau = 0{,}34465 - 0{,}334 = 0{,}01 \text{ ore}$$

deci piesa se va încălzi în medie, valoare teoretică, timp de 0,344 ore adică în 20,26 minute sau, altfel spus în 20 minute și 38,4 secunde.

10.3.6. Productivitatea reală a cuptorului

Productivitatea reală a cuptorului se poate calcula folosind următoarea formulă:

$$P = \frac{C}{\tau_{tot}} = \frac{V_u \cdot \gamma_o}{\tau_{tot}} = \frac{n \cdot G_p}{\tau_{tot}} = \frac{51 \cdot 9{,}8}{0{,}344}$$

$$P = 1452{,}9 \simeq 1453 \text{ Kg/h}$$

De remarcat că printr-un calcul complet se obține o productivitate teoretică maxim posibilă de 1453 Kg/h , productivitate care va asigura productivitatea teoretică care a fost impusă prin tema de proiectare deoarece:

- durata de încărcare a unei șarje este de maxim 0,5 ore;

- $$P_{real} = \frac{n \cdot G_p}{\tau_{tot} + \tau_{inc}} = \frac{51 \cdot 9{,}8}{0{,}344 + 0{,}5} \approx 590 \text{ Kg/h}$$

10.4.Bilanţul termic al cuptorului

Bilanţul termic al cuptorului cu cameră se face pentru întreaga perioadă de încălzire şi menţinere.

10.4.1.Cantitatea de căldură consumată

10.4.1.1.Căldura consumată pentru încălzirea materialului

$$Q_u = C(i_{t_{medz}} - i_{t_o}) = C_m \cdot G \cdot \Delta t =$$

$$= 0,5(C_{m\ I} + C_{m\ II}) \cdot G(t''_{II} - t'_I) =$$

$$= 0,5(0,1415 + 0,170) \cdot 51 \cdot 9,8(1250 - 20) = 96798$$

$$Q_u = 96798 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_u = 51 \cdot 9,8\left(\frac{211,5 + 210,2)}{2} - 2\right) = \underline{104383 \text{ Kcal/h}}$$

Din aceste două valori calculate distinct adopt în calcul valoarea minimă obţinută.

$$\underline{Q_u = 96798 \text{ Kcal/h}}$$

10.4.1.2.Cantitatea de căldură acumulată de zidăria cuptorului

In cazul cuptorului adoptat în tema de proiectare, cuptor care prezintă o grosime efectivă a stratului de gaze arse mică, se poate considera că temperatura peretelui este de:

$$T_p = T_{boltă} = T_{cuptor} = 1294 + 273 = 1567 \text{ K}$$

Deoarece însă calculul efectuat anterior a determinat cu exactitate temperatura zidului ($t_{zid} = 1280^oC$) vom conduce calculul cu această valoare: $T_p = T_{boltă} = 1280 + 273 = 1553$ K

De menţionat că parametrii termici în legătură cu zidul vertical al cuptorului, considerînd un cîmp staţionar de temperatură, sînt:

- temperatura la suprafaţa exterioară a zidului , maxim 80°C (din condiţii de protecţia muncii);

- grosimea zidului de şamotă $\delta_1 = 0,25$ m;

- conductibilitatea la temperatura medie:

$$t_{sm} = 0,5(1280 + 1020) = 1150^{\circ}C$$

$$\lambda_1 = 0,6 + 0,55 \cdot t \cdot 10^{-3} = 0,6 + 0,55 \cdot 1150 \cdot 10^{-3} = 1,2325 \text{ kcal/m·h.°C}$$

- grosimea zidului de cărămizi poroase: $\delta_2 = 0,125$m

- conductibilitatea la temperatura medie:

$$\lambda_{t_{2m}} = 0,5(1020 + 80) = 550^{\circ}C$$

- $\lambda_2 = 0,2975$ Kcal/m·h·°C

Fluxul de căldură pierdut prin zidul vertical este:

$$q_p = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} (t_p - t_o) = \frac{1}{\frac{0,25}{1,2325} + \frac{0,125}{0,2975}} (1280 - 80)$$

$$\underline{q_p = 1613 \text{ Kcal/m·h·°C}}$$

$$S_{pi} = 2(h_1 \cdot l + H_1 \cdot b) = 2(0,5 \cdot 1,25 + 0,5 \cdot 3,175) = \underline{4,425 \text{ m}^2}$$

Deci pierderea prin pereţii verticali:

$$Q_p = q_p \cdot S_{pi} = 1613 \cdot 4,425 = \underline{7137,525 \text{ Kcal/h}}$$

Observaţii: Această valoare este valoarea maximă a fluxului, deoarece la coturile şi muchiile cuptorului scade .

10.4.1.3. Fluxul de căldură pierdut prin bolta cuptorului

Deoarece raza bolţii este relativ mare, fluxul se calculează cu relaţia valabilă pentru un zid compus cu suprafeţe paralele:

$\delta_{b_1} = 0,113$ m (grosimea cărămizii tip pană adoptată)

$\lambda_{b_1} = \lambda_1 = 1,2325$ Kcal/m·h·°C

$\delta_{b_2} = 0,12$ m

$\lambda_{b_2} = \lambda_2 = 0,2975$ Kcal/m·h·°C

Admiţînd,după normele de protecţia muncii, $t_{be} = 120°C$, obţinem:

$$q_b = \frac{1}{\frac{\delta_{b_1}}{\lambda_{b_1}} + \frac{\delta_{b_2}}{\lambda_{b_2}}} \left|(t_b - t_{be})\right|$$

$$q_b = \frac{1}{\frac{0,113}{1,2325} + \frac{0,12}{0,2975}} (1280 - 120) = 2366,4 \text{ Kcal/m}^2\text{·h}$$

Suprafaţa bolţii o aproximăm cu suprafaţa vetrei:

$$S_b = S_v = 3,5720 \text{ m}^2$$

Pierderile de căldură prin boltă:

$$Q_b = q_b \cdot S_b = 2366,4 \cdot 3,5720 = 8452,78 \text{ Kcal/h}$$

10.4.1.4. <u>Fluxul caloric pierdut prin fundul cuptorului (prin vatră)</u>

Parametrii zidului de fund al cuptorului sînt:

- cărămidă de magnezită:

$$\delta_{f_1} = 0,064 \text{ m};$$

la 1100°C $\lambda_{f_1} = 3,0 - 0,55 \cdot t \cdot 10^{-3} = 3 - 0,55 \cdot 1,1 = 2,4$ Kcal/m·h·°C;

- cărămidă de şamotă: $\delta_{f_2} = 0,20$ m;

la 1100°C $\lambda_{f_2} = 1.18$ Kcal/m·h·°C;

- şamotă poroasă:. $\delta_{f_3} = 0,10$ m;

la 400°C $\lambda_{f_3} = 0,26$ Kcal/m·h·°C;

- tablă de oţel: $\delta_{f_4} = 0,015$ m

$$\lambda_{f_4} = 45 \text{ Kcal/m·h·}^{o}\text{C}$$

- temperatura la exteriorul fundului:

$$t_{fe} = 60^{o}\text{C}$$

$$q_{pf} = \frac{1}{\frac{\delta_{f_1}}{\lambda_{f_1}} + \frac{\delta_{f_2}}{\lambda_{f_2}} + \frac{\delta_{f_3}}{\lambda_{f_3}} + \frac{\delta_{f_4}}{\lambda_{f_4}}} (t_p - t_{fe})$$

$$q_{pf} = \frac{1}{\frac{0,065}{2,4} + \frac{0,2}{1,18} + \frac{0,1}{0,26} + \frac{0,015}{45}} (1280 - 60) = 2099 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$$

$$S_f = S_v = S_b = 3,572$$

$$Q_f = q_{pf} \cdot S_f = 2099 \cdot 3,572 = \underline{7498 \text{ Kcal/h}}$$

10.4.1.5. Pierderile totale de căldură prin pereţi

$$Q_t = Q_p + Q_b + Q_f = 7138 + 8453 + 7498$$

$$\underline{Q_t = 23089 \text{ Kcal/h}}$$

Ţinînd cont de scurtcircuitele termice datorită scheletului de oţel, pierderile prin conductibilitate termică se măresc cu 15 - 30 %:

$$Q_t = \frac{15}{100} \cdot 23098 + 23089 = \underline{26552 \text{ Kcal/h}}$$

10.4.1.6. Pierderile de căldură datorate aerului fals

Să considerăm că în zona spaţiului de lucru avem o depresiune P = 0,3 mm col H_2O. In acest caz viteza de intrare a aerului atmosferic prin fantele uşilor va fi:

$$w_{af} = \varphi \sqrt{2g \frac{P}{\gamma_a}} = 0,95 \cdot 4,44 \cdot \sqrt{\frac{0,3}{1,293}} = 2 \text{ m/s}$$

Considerăm, totodată, că din punct de vedere al necesităţilor tehnologice uşa de încărcare este permanent deschisă pe o înălţime de 40mm, orificiul de intrare pentru aerul atmosferic avînd suprafaţa:

$$S_1 = 1,25 \cdot 0,04 = 0,05 \ m^2$$

aceasta considerînd deschiderea ugii egală cu lăţimea cuptorului.

Cantitatea de aer intrat va fi:

$$V_{af} = 3600 \cdot w_{af} \cdot S_{s_1} = 3600 \cdot 2 \cdot 0,05 = \underline{360 \ m^3/h}$$

Considerînd că din întreaga cantitate de aer fals numai 25 % intră în spaţiul de lucru, iar restul va intra în gura de evacuare a gazelor arse, care se află lîngă uşă, atunci pentru încălzirea acesteia se va consuma:

$$Q_{af} = C_{pm} \cdot V'_{af} \cdot \Delta t$$

$$C_{pm} = 0,39 \ Kcal/m^3 \cdot h. ^oC$$

$$V'_{af} = 0,25 \cdot V_{af} = 90 \ m^3/h$$

Să considerăm că temperatura de evacuare a gazelor arse este egală cu temperatura cuptorului: 1294^oC:

$$t_{gm} = \frac{1400 + 1294}{2} = \underline{1347^oC}$$

$$\Delta t = t_{gm} - t_g = 1347 - 25 = \underline{1323^oC}$$

deci: $Q_{af} = 0,39 \cdot 90 \cdot 1323 = \underline{46402 \ Kcal/h}$

10.4.1.7. Pierderile de căldură prin radiaţie

$t_{cupt} = 1294^oC$ $\qquad$ $T_{cupt} = 1567 \ K$

$t_{ext} = 20^oC$ $\qquad$ $T_{ext} = 293 \ K$

Coeficientul de diafragmare al fantelor ugilor deschise:

$$\phi = 0,5$$

In acest caz căldura radiată prin fanta ugii de încărcare este:

$$Q_R = C_N \left[\left(\frac{T_c}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_e}{100}\right)^4 \right] \phi S_{s_1} = 4,96 \cdot (15,67^4 - 2,93^4) \cdot 0,5 \cdot 0,05$$

$$Q_R = 7467,35 \ Kcal/h$$

10.4.1.8.Căldura pierdută prin evacuarea gazelor arse

Se adoptă, pentru o funcţionare în condiţii optime a cuptorului:

$$Q_{ev} = 0,55 \cdot Q_{tot}$$

Ecuaţia bilanţului termic devine:

$$Q_{tot} = Q_{util} + Q_p + Q_{af} + Q_R + 0,55 \cdot Q_{tot}$$

$$Q_{tot} = \frac{96798 + 7138 + 8453 + 7498 + 46402 + 7468}{1 - 0,55}$$

$$Q_{tot} = 386127 \text{ Kcal/h}$$

Calculul,de verificare a aprecierii cantităţii de căldură pierdută prin evacuarea gazelor arse:

Consumul de combustibil:

$$V_{comb} = \frac{Q_{tot}}{Q_i} = \frac{386127}{8000}$$

$$V_{comb} = 48,27 \ m^3_N/h$$

10.4.2.Calculul consumului de combustibil necesar

$$\eta_g = \frac{G \cdot q}{B \cdot H_i}$$

10.4.2.1.Căldura chimică dezvoltată de combustibil:

$$Q_{chim} = Q_i \cdot B \cdot \zeta_{tot} = 8000 \cdot B \cdot 0,844 = 6752 \cdot B \text{ Kcal}$$

10.4.2.2.Căldura fizică a aerului

$$t_a = 20^{\circ}C$$

$$Q_F = V_a \cdot i_a \cdot B \cdot \sigma_{tot} = 39,875 \cdot 10 \cdot B \cdot 0,844 = 336,545 \cdot B \text{ Kcal}$$

$$6752 \cdot B + 336,545 \cdot B = 386127$$

$$B = \frac{386127}{6752 + 336,545} = \underline{54,47 \ m_N^3/h}$$

10.4.2.3.Randamentul arderii

$$\eta_{th} = \frac{Q_{tot} - Q_p - Q_{af} - Q_R + 0,55 \cdot Q_t}{Q_t} =$$

$$= \frac{386.127 \cdot 0,45 - 7138 - 8453 - 7498 - 46402}{386127}$$

$$\underline{\eta_{th} = 0,27}$$

10.4.2.4.Randamentul cuptorului

$$\eta_o = \frac{Q_u}{B \cdot V_r (i_1 - i_2)}$$

10.4.2.5.Coeficientul de utilizare a combustibilului

$$\eta = \frac{Q_i^i + Q_F^a + Q_{ev}}{Q_i^i}$$

$$Q_i^i = 8000 \text{ Kcal}/m_N^3$$

$$Q_F^a = V_a \cdot C_a \cdot t_a = 39,875 \cdot 0,31 \cdot 20 = 247,225 \text{ Kcal}/m_N^3 \text{ gaz}$$

$$Q_{ev\ tot} = 0,55 \cdot Q_{tot} = 386127 \cdot 0,55 = 212369,85$$

$$\frac{Q_{ev\ tot}}{B} = \frac{212369,85}{54,47} = 3898,84$$

$$\eta = \frac{8000 + 247,225 - 3898,84}{8000} = 0,5435$$

10.4.2.6. Puterea termică a cuptorului (M)

$$M_{prin} = \frac{Q_u}{tot} = \frac{96789}{0,344} = 281389,53 \text{ Kcal/h}$$

10.4.2.7. Puterea termică la mers în gol

$$M_g = \frac{Q_p}{0,5} = \frac{7138 + 8453 + 7498 + 46402 + 7468 + 0,55 \cdot Q_{tot}}{0,5}$$

$$\underline{M_{mg} = 153918 \text{ Kcal/h}}$$

10.4.2.8. Puterea termică totală

$$M_{tot} = M_{prin} + M_{mg} = 435307,53 \text{ Kcal/h}$$

$$\underline{M_{tot} = 435307,53 \text{ Kcal/h}}$$

10.4.2.9. Consumul de combustibil

$$B = \frac{M_{tot}}{Q_o} = \underline{54,413 \text{ m}^3_N/\text{h}}$$

10.4.2.10. Consumul de căldură pe tona de metal

$$q = \frac{M_{tot\ med}}{G} = \frac{435307,53}{8000} = \underline{737809,37 \text{ Kcal/t}}$$

10.4.2.11. Consumul de combustibil convențional

$$B_{conv} = \frac{q}{7000} = \underline{105,4 \text{ Kg/t}}$$

10.5.Dimensionarea instalaţiei de ardere

Din calculele efectuate pînă aici rezultă că funcţionarea corespunzătoare a cuptorului necesită un consum de combustibil cuprins între 48,27 m^3_N/h şi 54,47 m^3_N/h. Totodată rezultă, din literatura de specialitate studiată, necesitatea utilizării recuperatoarelor auxiliare care asigură preîncălzirea aerului pînă la 250-350°C.

Necesitatea utilizării recuperatoarelor este justificată,în cazul cuptoarelor de forjă tip cameră,cu o cantitate de căldură consumată cuprinsă între 100 000 şi 800 000 Kcal/h precum şi în cazul cuptoarelor industriale mai mari.

10.5.1.Dimensionarea instalaţiei de ardere.Instalaţia de combustibil

In funcţie de caracteristicile termice ale cuptorului adopt un tip de arzător de gaz metan de joasă presiune, tip GAR (STAS 4395-64) aceste arzătoare sînt utilizate pentru încălzirea cuptoarelor industriale, care necesită temperaturi peste 900°C.

10.5.1.1.Caracteristicile funcţionale ale arzătoarelor tip GAR

Tipul arzător	Presiunea de aliment.a arzătorului (mm H_2O) 88				Debit nomin. (m^3/h) 15°C;760 torr		Lungime flacără (mm)	Incărcare termică (Kcal/h)
	nominală		de utilizare					
	gaz	aer	gaz	aer	gaz	aer		
GAR 25	200	300	200-300	300-500	25	285	2,5	200 000

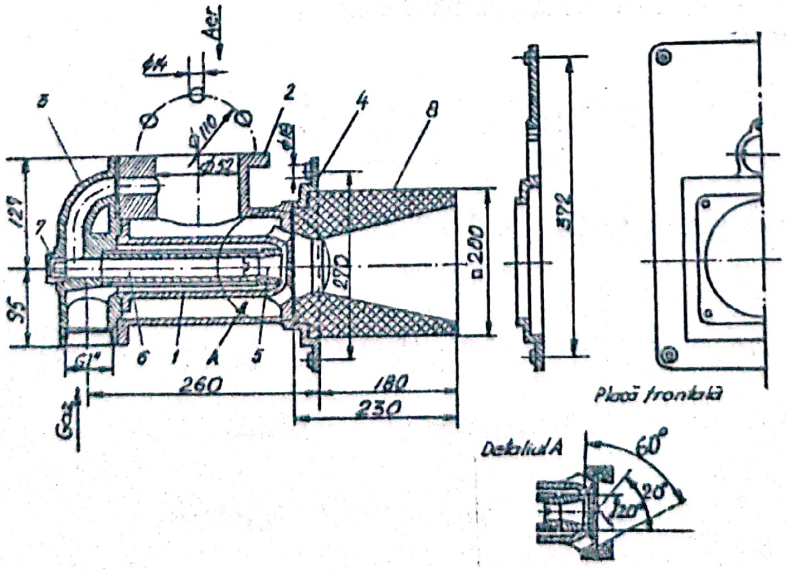


Fig.181

In funcţie de mărimea cuptorului şi a necesarului de căldură adopt două arzătoare de tip GAR 25 (fig.181) care pot asigura cantitatea de căldură necesară rezultată din bilanţul termic calculat.

Arzătorul de gaz metan adoptat îl supun calculelor de proiectare necesare pentru un Q_{tot} = 400 000 Kcal/h, gazul metan utilizat avînd Q_i = 8000 Kcal/m_N^3 şi P_g = max. 300 mm col. H_2O.

10.5.1.2. Cantitatea necesară de gaz metan

$$V_{go} = \frac{Q_{tot}}{Q_i} = \frac{400\,000}{8\,000} = 50 \text{ } m_N^3/h = \underline{0{,}0139 \text{ } m_N^3/s}$$

10.5.1.3. Volumul livrat de conductă

$$V_g = \frac{P_o}{P_g} \cdot V_{go} = \frac{10330}{10330 + 300} \cdot 0{,}0139 = 0{,}0135 \text{ } m_N^3/s$$

10.5.1.4. Secţiunea conductei principale

Pentru o viteză admisă în conductă de w_c = 3,5 m/s obţinem:

$$S_c = \frac{V_g}{w_c} = 0{,}0135/3{,}5 = \frac{13{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}5} = \underline{3{,}857 \cdot 10^{-3} \text{ } m^2}$$

$$\underline{S_c = 3857 \text{ } mm^2}$$

Deoarece utilizez două arzătoare de 25 m_N^3/h, calculul exact trebuie făcut pentru conductele de intrare în aceste arzătoare:

$$V'_{go} = \frac{V_{go}}{n} = \frac{50}{2} = 25 \text{ } m_N^3/h = 6{,}94 \cdot 10^{-3} \text{ } m_N^3/s$$

Volumul livrat de fiecare conductă de alimentare:

$$V'_g = \frac{P_o}{P_g} \cdot V'_{go} = \frac{10330}{10330 + 300} \cdot 6{,}94 \cdot 10^{-3} = 6{,}7318 \text{ } m_N^3/s \cdot 10^{-3}$$

$$V'_g = 6{,}7318 \cdot 10^{-3} \text{ } m_N^3/s$$

10.5.1.5. Secţiunea conductei la racordarea cu fiecare arzător

$$S'_c = \frac{V'_g}{w_c} = \frac{6{,}7318 \cdot 10^{-3}}{3{,}5} = 1{,}9234 \cdot 10^{-3} \text{ } m^2 \qquad S'_c = 1923{,}4 \text{ } mm^2$$

10.5.1.6.Diametrul conductelor de racordare la arzător

$$\frac{\pi d^2}{4} = S'_c \qquad d' = \sqrt{\frac{4S'_c}{\pi}} = 0,049 \text{ m}$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = S_c \qquad d = \sqrt{\frac{4S_c}{\pi}} = 0,070 \text{ m}$$

10.5.2.Viteza jetului de gaz

La o suprapresiune maximă de 300 mm col H_2O, vom obţine la ajutajul tubului central de admisie a gazului arzătorului, o viteză maximă. Scurgerea gazelor este de tip adiabatic.

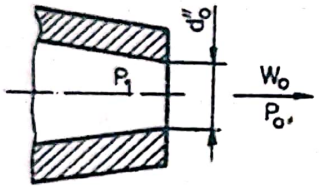


Fig.182

$$w_o = \varphi\sqrt{2g\cdot\frac{R}{K-1}\cdot P_1\cdot V_1\left(1-\frac{P_o}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}} \quad (m/s)$$

$P_1 = 10630$ daN/m^2; $P_o = 10330$ daN/m^2

$\Delta P = 300$ daN/m^2; $\frac{P_o}{P_1} = 0,973$

$V_1 = 1,358$ m^3/daN; $w_o = 86,5$ m/s

10.5.2.1.Secţiunea ajutajului de gaz

$$S_{g_o} = \frac{V'_g}{w_u} = \frac{6,7318\cdot10^{-3}}{86,5} = 0,7782\cdot10^{-4}\text{m}^2 \qquad \underline{S_{g_o} = 77,82 \text{ mm}^2}$$

10.5.2.2.Diametrul ajutajului

$$d = \sqrt{\frac{4S_{g_o}}{\pi}} = 9,954 \simeq \underline{10 \text{ mm}}$$

10.5.3.Cantitatea necesară de aer

$$V_{ac} = n\cdot V_{at}\cdot V'_{go}$$

$$V_{ac} = 1,1(1,09\cdot\frac{Q_i}{1000} - 0,25)\cdot 25 = 232,925 \text{ m}^3_N/\text{H} \simeq \underline{233 \text{ m}^3_N/\text{h}}$$

10.5.3.1.Diametrul conductei de aer la racordarea ei cu arzătorul

Se calculează volumul de aer necesar la o presiune impusă, prin temă, de 400 mm col.H_2O:

$$V'_{ac} = V'_{a_o} \cdot \frac{P_o}{P_a} = 233 \frac{10330}{10330 + 400} = 224,3 \ m^3/h$$

10.5.3.2. Greutatea specifică a aerului

$$\gamma_a = \gamma_{a_o} \cdot \frac{P_a}{P_o} = 1,29 \frac{10330 + 400}{10330} = 1,34 \ daN/m^3$$

Din gama de viteze admisibile pentru circulaţia aerului prin conductă (3 - 10 m/s) adoptăm:

$$w'_{ac} = 8 \ m/s$$

Secţiunea conductei

$$S'_{ac} = \frac{V'_{ac}}{3600 \cdot w'_{ac}} = \frac{224,3}{3600 \cdot 8} = 7,78819 \cdot 10^{-3} \ m^2$$

Diametrul conductei

$$d'_{ac} = \sqrt{\frac{4S'_{ac}}{\pi}} = 9,95 \cdot 10^{-2} \ m = 99,5 \ mm \ ; \quad \text{adopt:}$$

$$d'_{ac} = 100 \ mm$$

10.5.4. Calculul diametrelor d'_{a_1} şi d'_{a_2}

Diametrul exterior al conductei interioare:

$$d_{a_1} = 48,25 \ mm = 0,04825 \ m \qquad \text{(STAS 403-57)}$$

10.5.4.1. Viteza maximă a jetului de aer

$$w'_{ac} = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{P_a - P_o}{\gamma_a}} \qquad (m/s)$$

$\varphi = 0,92 - 0,98$ - funcţie de gradul de precizie al ajutajului adopt:

$$\varphi = 0,95$$

$$w'_{a_o} = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{10730 - 10330}{1,34}} = 72,7 \ m/s$$

10.5.4.2.Secţiunea

$$S'_{ac} = \frac{V'_{ac}}{3600 \cdot w'_{a_o}} = \frac{224,3}{3600 \cdot 72,7} = \underline{8,57 \cdot 10^{-4}\ m^2}$$

10.5.4.3.Diametrul exterior este de:

$$d'_{a_2} = \sqrt{\frac{4S'_{ac}}{\pi} + d'^{2}_{a_1}} = 22,21 \cdot 10^{-2}\ m$$

$$d'_{a_2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,57 \cdot 10^{-4}}{\pi} + (4,825 \cdot 10^{-2})^2} = 5,84 \cdot 10^{-2} m$$

$$\underline{d'_{a_2} = 58,4\ mm}$$

Practic adopt ţeavă 70 x 6 STAS 530 - 56 OLT 33.

10.5.4.4.Mărimea ultimei secţiuni

$$S'_u = \frac{V'_a + V'_g}{3600 \cdot w_u} \cdot 0,50$$

In această relaţie s-a introdus reglajul de 50% (0,5)

$w_u > 30$ m/s.

$$S_u = \frac{224,3 + 25}{3600 \cdot 30} \cdot 0,5 = \underline{11,54 \cdot 10^{-4}\ m^2}$$

10.5.4.4.1.Diametrul ultimei secţiuni

$$d'_u = \sqrt{\frac{4S'_u}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,54 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 3,83 \cdot 10^{-2}\ m$$

$$\underline{d'_u = 38,3\ mm}$$

In acest caz, deoarece amestecul aer-gaz nu este perfect, flacăra va fi relativ lungă.

- diametrul conductei principale de gaz: $\underline{d'_g = 49\ mm}$;
- diametrul conductei principale de aer pentru un arzător: (fig.183)

$$\underline{d'_{ac} = 100\ mm}$$

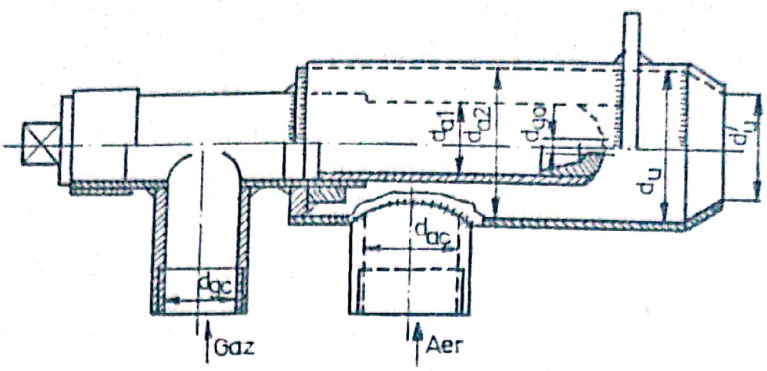


Fig.183

Repartizarea aproximativă a arzătoarelor pe secţiunea cuptorului ne ajută la dimensionarea conductelor de alimentare şi la dimensionarea ventilatorului necesar aducţiunii aerului (fig.184)

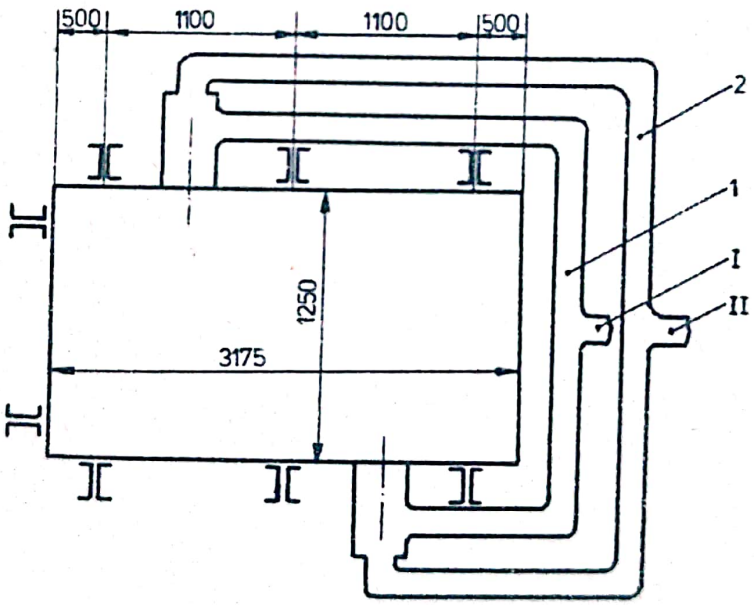


Fig.184 1 - conductă de aer; 2 - conductă de gaz.
I - conductă principală de gaz; II - conductă principală de aer

Pentru calculul conductelor principale de gaz şi aer considerăm, datorită lungimilor mici de conducte, pierderile de presiune neglijabile în timp.

Pentru gaz metan:

- cantitatea dc gaz metan necesară:

$$V_{g_o} = \frac{Q_{tot}}{Q_i} = \frac{400\,000}{8\,000} = 50\ m_N^3/h = 50/3600 = \underline{0{,}0139\ m_N^3/s}$$

- volumul livrat de conductă

$$V_g = \frac{P_o}{P_g} \cdot V_{g_o} = \frac{10330}{10330 + 300} \cdot 0{,}0139 = 0{,}0135\ m_N^3/s$$

- secţiunea conductei principale:

considerînd $w_c \doteq 3{,}5$ m/s obţinem:

$$S_c = \frac{V_g}{w_c} = \frac{0{,}0135}{3{,}5} = 3{,}875 \cdot 10^{-3}\ m^2$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = S_c \qquad d = \sqrt{\frac{4S_c}{\pi}} = 0{,}07\ m$$

$$\underline{d_{gaz} = 70\ mm}$$

Pentru aer:

Se calculează volumul de aer necesar în funcţie de cantitatea necesară de aer:

$$V_{ac} = n \cdot V_{at} \cdot V_{go} = 1{,}1(1{,}09 \cdot \frac{Q_i}{1000} - 0{,}25) \cdot 50 = \underline{465{,}85\ m_N^3/h}$$

Pentru o presiune impusă prin tema de proiectare de 400 mm H_2O volumul de aer necesar va fi:

$$V_{f_{ac}} = V_{ac} \cdot \frac{P_o}{P_a} = 465{,}85 \cdot \frac{10330}{10330 + 400} = 448{,}48\ m^3/h$$

Greutatea specifică a aerului:

$$\gamma_a = \gamma_{a_o} \cdot \frac{P_a}{P_o} = 1,29 \cdot \frac{10330 + 400}{10330} = 1,33995 \simeq \underline{1,34 \text{ daN/m}^3}$$

Din gama de viteze admisibile pentru circulaţia aerului prin conductă (3 - 10 m/s) adoptăm la fel ca şi pentru conductele de aducţiune la arzător: $w_{ac} = 8$ m/s.

Secţiunea conductei principale:

$$S_{ac} = \frac{V_{ac}}{3600 \cdot w_{ac}} = \frac{448,48}{3600 \cdot 8} = 0,0156 \text{ m}^2$$

Diametrul conductei principale:

$$d_{ac} = \sqrt{\frac{4S_{ac}}{\pi}} = 0,14 \text{ m} \quad \text{adopt:} \quad \underline{d_{ac} = 140 \text{ mm}}$$

10.5.5. Calculul pierderilor de presiune în conductele de aer

10.5.5.1. Pierderi prin frecare

10.5.5.1.1. Pierderi datorate frecării în conducta principală

$$h_{pf_o} = \mu \cdot \frac{L}{d_o} \cdot \frac{w_a^2}{2g} \cdot \gamma_a$$

unde: μ - coeficient de pierdere de presiune;

$L = 1,5$ m - lungimea conductei;

$d_o = 0.14$ m - diametrul conductei;

$w_a = 8$ m/s - viteza aerului în conductă;

$\gamma_a = 1,34$ daN/m^3 - greutatea specifică a aerului.

$$h_{pf_o} = 0,025 \cdot \frac{1,5}{0,4} \cdot \frac{8^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,34 = \underline{1,172 \text{ mm } H_2O} \text{ pierderi de presiune;}$$

10.5.5.1.2. Pierderi datorate frecării în conductele secundare - în partea stîngă:

$$h'_{pf_1} = \mu \cdot \frac{L'_1}{d'_1} \cdot \frac{w_1^2}{2g} \cdot \gamma_a = 0,025 \cdot \frac{2,5}{0,1} \cdot \frac{8^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,34 = \underline{2,735 \text{ mm } H_2O}$$

- în partea dreaptă:

$$h''_{pf_1} = 0,025 \cdot \frac{1,5}{0,1} \cdot \frac{8^2}{2 \cdot 9,8} \cdot \frac{1,34}{1} = \underline{1,64 \text{ mm } H_2O}$$

10.5.5.1.3. Pierderile de presiune în interiorul arzătorului

Din literatura de specialitate şi din schiţa arzătorului tip GAR 25 adoptat rezultă o lungime maximă a conductei de aer L_1 = 260 mm, şi un diametru D = 52 mm.

$$h'''_{pf} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{L_1}{D} \cdot \frac{w_2^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma_a = 2 \cdot 0,025 \cdot \frac{0,26 \cdot 8^2}{0,052 \cdot 2 \cdot 9,8} \cdot 1,34$$

$$\underline{h'''_{pf} = 1,09 \text{ mm } H_2O}$$

Pierderile totale prin frecare:

$$\sum h_{pf} = h_{pf_o} + h'_{pf_1} + h''_{pf_1} + h'''_{pf}$$

$$\sum h_{pf} = 1,172 + 2,375 + 1,64 + 1,09 = \underline{6,637 \text{ mm col } H_2O}$$

10.5.5.2. Pierderi de presiune datorate rezistenţelor locale

Aceste tipuri de pierderi se calculează cu relaţia:

$$\Delta P = \frac{w^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma_a \cdot \zeta \qquad \text{(relaţia 83 din /4/ p.279)}$$

în care:

w - viteza de curgere;

γ_a - 1,34 daN/m^3;

ζ - coeficient de rezistenţă locală.

10.5.5.2.1. Pierderi la cotul de racordare al conductei principale cu conductele secundare

α = 180° $\quad \zeta$ = 1,5 (tabel Nr.44 din /4/)

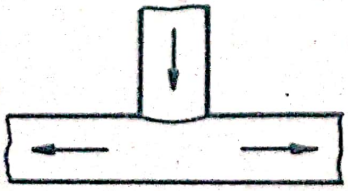


Fig.185

$$\Delta P_1 = \frac{8^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,34 \cdot 1,5 = \underline{6,563 \text{ mm col.} H_2O}$$

10.5.5.2.2.Pierderi în cotul conductelor secundare

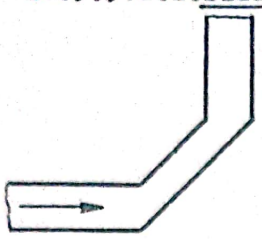


Fig.186

$\varphi_3 = 1,0$ (tabel nr.44 din /4/)

$$\Delta P_2 = \frac{8^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,34 \cdot 1,0 = \underline{4,375 \text{ mm } H_2O}$$

Deoarece avem trei coturi pentru fiecare arzător şi două arzătoare, vom avea: (fig.187)

$$\sum \Delta P_2 = 6 \cdot 4,375 = \underline{26,25 \text{ mm col. } H_2O}$$

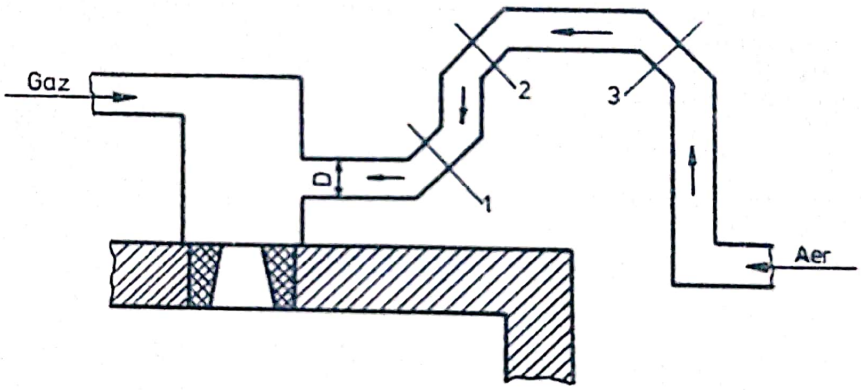


Fig.187

10.5.5.2.3.Pierderile la montajul în arzător

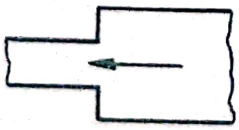


Fig.188

$\varphi_3 = 2,5$ (tabelul Nr.44 din /4/)

$$\Delta P_3 = \frac{8^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,34 \cdot 2,5 = 10,938 \text{ mm } H_2O$$

$$\Delta P_3 = 2 \cdot \Delta p_3 = 2 \cdot 10,938 = 21,876 \text{ mm col. } H_2O$$

Pierderi totale datorate rezistenţelor locale:

$$\Sigma_{total} \cdot \Delta P = \Delta P_1 + \Sigma \Delta P_2 + \Sigma \Delta P_3 = 6,563 + 26,25 + 21,876$$

$$\underline{\Sigma_{total} \cdot \Delta P = 54,689 \text{ mm col. } H_2O}$$

Pierderile totale de presiune:

$$\sum \Delta P_{total} = \sum_{tot} \Delta P + \sum h_{pf} = 6,637 + 54,689$$

$$\sum \Delta P_{total} = 61,326 \text{ mm col. } H_2O$$

10.5.6. Adoptarea ventilatorului

In funcţie de debitul de aer necesar (448,48 m^3/h) şi de pierderile de presiune calculate (61,326 mm H_2) care se adaugă la presiunea necesară a aerului pentru combustie (400 mm H_2O) adoptăm din STAS 2576 - 63 un ventilator monoaspirant radial (centrifugal) cu următoarele caracteristici: (tabelul de mai jos şi fig.189).

CARACTERISTICI							Simbol	Nr. rotor
ventilator		electromotor		agregat				
Debit m^3/h	Presiune mm H_2O	N KW	n rot/min	Dimensiuni	Greut. daN	Montaj		
650	500	2,2	3000	-	80	D C	V 432/2	0,21

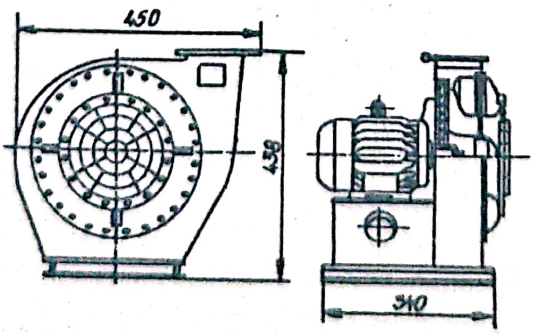


Fig.189

10.6. Calculul recuperatorului

Calculul recuperatorului îl conduc după modelul teoretic din "Instalaţii termice industriale" E,T.1978. Pentru calculul recuperatorului pornim de la următoarele date rezultate din proiectare:

- Consumul orar de combustibil al cuptorului proiectat $50 m^3/h$;
- Consumul de aer pentru 1 m_N^3 combustibil $L_r = 9,313\ m_N^3/m_N^3$;
- Volumul produselor de ardere pentru 1 m_N^3 combustibil (V_r):

$$V_r = 42,38\ m_N^3/m_N^3$$

- Compoziţia produselor de ardere (% CO_2, H_2O).

$$\% CO_2 \simeq 5\ m_N^3/m_N^3$$
$$\% H_2O \simeq 0,74\ m_N^3/m_N^3$$

- Temperatura gazelor evacuate din cuptor:

$$t_{ev} = t_{ga} = 1400^oC$$

- Temperatura iniţială şi finală a aerului:

$t_a' = 20^oC$; $t_a'' = 350^oC$ (temperatura adoptată în calcul);

$$V_{ga} = 42,38 \cdot 50 = 2119\ m^3/h$$

- Volumul de aer necesar:

$$V_{a\ nec} = 9,313 \cdot 50 = 465,65\ m^3/h$$

- Temperatura finală a aerului la ieşirea din recuperator:

$$t_a'' = 350^oC$$

- Temperatura gazelor arse care ajung la recuperator:

$$t_g = t_{ga} - 1(1 - 2)\ (^oC/m)$$

considerînd canalul de evacuare a gazelor de maxim 10 m lungime obţinem:

$$t_g = 1400 - 10(1 - 2) = 1380^oC$$

Calculul cantităţii de căldură necesare:

$$Q = K \cdot \Delta t_{med} \cdot S_o\ (W)$$

relaţie în care:

K - coeficient global de schimb de căldură ($W/m^2 \cdot ^oC$);

Δt_{med} - diferenţa de temperatură medie logaritmică (^oC);

S_o - suprafaţa de schimb de căldură (m^2).

In cazul recuperatoarelor metalice K se poate determina cu relaţia

$$K = \frac{\alpha_a \cdot \alpha_g}{\alpha_a + \alpha_g}$$

α_a - coeficient de transfer de căldură de la peretele recuperatorului la aerul de preîncălzit ($W/m^2 \cdot ^oC$);

α_g - coeficientul de transfer de căldură de la gazele de ardere la peretele recuperatorului ($W/m^2 \cdot ^oC$).

$$\alpha_a^c = (3,508 + 0,00186 \cdot t_{ma}) \frac{w_{oa}^{0,8}}{d_e^{0,2}} \quad (W/m^2 \cdot ^oC)$$

$$\alpha_g^c = (4,62 + 0,00415 \cdot t_{mg}) \frac{w_{og}^{0,8}}{d_e^{0,2}} \quad (W/m^2 \cdot ^oC)$$

relaţii în care:

w_o - viteza aerului = 8 m/s;

d = 0,1 - 0,15 m - adopt d = 0,1;

t_{ma} - temperatura medie a aerului;

$$t_{ma} = \frac{350 + 20}{2} = \frac{370}{2} = 185^oC$$

$$\alpha_a^c = (3,508 + 0,00186 \cdot 185) \frac{8^{0,8}}{0,1^{0,2}} = \underline{32,24 \ (W/m^2 \cdot ^oC)}$$

$$\alpha_g^c = (4,62 + 0,00415 \cdot 1380) \frac{3,5^{0,8}}{0,1^{0,2}} = \underline{44,67 \ (W/m^2 \cdot ^oC)}$$

$$\alpha_g = \alpha_g^c + \alpha_g^r$$

$$\alpha_g^r = 5,78 \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \varepsilon_g}{T_g - T_{pa}} \cdot \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pa}}{100} \right)^4 \right] \quad (W/m^2 \cdot ^oC)$$

$\varepsilon_{p'} = 0,5(1 + \varepsilon_p)$; $\varepsilon_g = 0,064$; $T_g = 1380^oC + 273 = 1653$ K

$T_{pa} = 20 + 273$ K; $\varepsilon_p = 0,85$ - se adoptă din calcul pentru recuperatoare metalice.

$$\alpha_g^r = 5,78 \cdot \frac{0,5(1 + 0,85) \cdot 0,064}{1653 - 293} \cdot \left[\left(\frac{1653}{100}\right)^4 - \left(\frac{293}{100}\right)^4 \right] = \underline{18,77 \text{ (W/m}^2 \cdot ^oC)}$$

$\alpha_g = \alpha_g^r + \alpha_g^c = 44,67 + 18,77 = 63,44$ W/m$^2 \cdot ^o$C de unde:

$$K = \frac{\alpha_a^c \cdot \alpha_g}{\alpha_a + \alpha_g} = \frac{32,24 \cdot 63,44}{32,24 + 63,44} = 21,38 \text{ W/m}^2 \cdot ^oC$$

Δt_{med} - se calculează în cazul nostru pentru contracurent cu relaţia:

$$\Delta t_{med} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \cdot \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}$$

Temperatura de iegire a gazelor arse din recuperator se adoptă a fi de 650°C funcţie de datele din literatura de specialitate consultată.

$$\Delta t_{med} = \frac{(1380 - 350) - (850 - 20)}{\ln \cdot \frac{1380 - 350}{850 - 20}} = \frac{1030 - 830}{\ln \frac{1030}{830}} = \underline{909,09^oC}$$

Se cunoaşte că:

$D_g(i_g' - i_g'') \cdot \gamma = D_a(i_a'' - i_a')$ în care:

D_g - debitul gazelor de ardere Kg/s;

D_a - debitul de aer preîncălzit Kg/s;

i_g', i_g'' - entalpia gazelor de ardere;

i_a', i_a'' - entalpia aerului preîncălzit;

In cazul recuperatorului pentru calcul se poate adopta valoarea lui Q obţinută din calculul bilanţului termic, şi anume;

$Q_{ev\ tot}$ = 212369,85 Kcal/h

$Q_{ev\ tot}$ = 212369,85·1.163 = <u>246986,14 W</u>

$$S_o = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{med}} = 246986,14:(21,38 \cdot 909,09) = 12,71\ m^2$$

Ţinînd cont de pierderile de căldură pe canalul de fum pînă la recuperator putem adopta în calcul o valoare mai mică. Totodată:

$i_{350\ aer}$ = 127,671; $i_{20\ aer}$ = 6:

$$Q = D_a(i''_a - i'_a) \quad D_a = \frac{Q}{127,671 - 6} = \frac{246986,14}{121,671} = 2029,95$$

$$\underline{D_a = 2030\ m^3_N/h}$$

Acest debit de aer este acoperitor necesităţilor de preîncălzire a aerului necesar pe oră în procesul de combustie (D_{nec}=465,65 m^3_N/h).

10.6.1.<u>Calculul constructiv al recuperatorului</u>

- numărul de ţevi necesare

$$n = \frac{S_o}{S_{lat}}$$ în care:

n - numărul de ţevi;

S_o- suprafaţă de schimb de căldură;

S_{lat}- suprafaţa laterală a ţevilor.

$$S_{lat} = \pi d_{ext\ ţeavă} \cdot L_{ţeavă} = \pi \cdot 0,106 \cdot 1,0 = \underline{0,33\ m^2}$$

Am adoptat lungimea unei ţevi de 1 m şi $d_{ext} = d_{ţeavă} + 2\delta$

$$d_{ext} = 0,106\ mm$$

$$n = \frac{12,71}{0,33} = 38,52\ ţevi; \quad adopt \quad \underline{n = 40\ ţevi.}$$

Recuperatorul îl adopt de formă dreptunghiulară şi anume:

<u>8 ţevi pe lungime</u>

<u>5 ţevi pe lăţime</u>

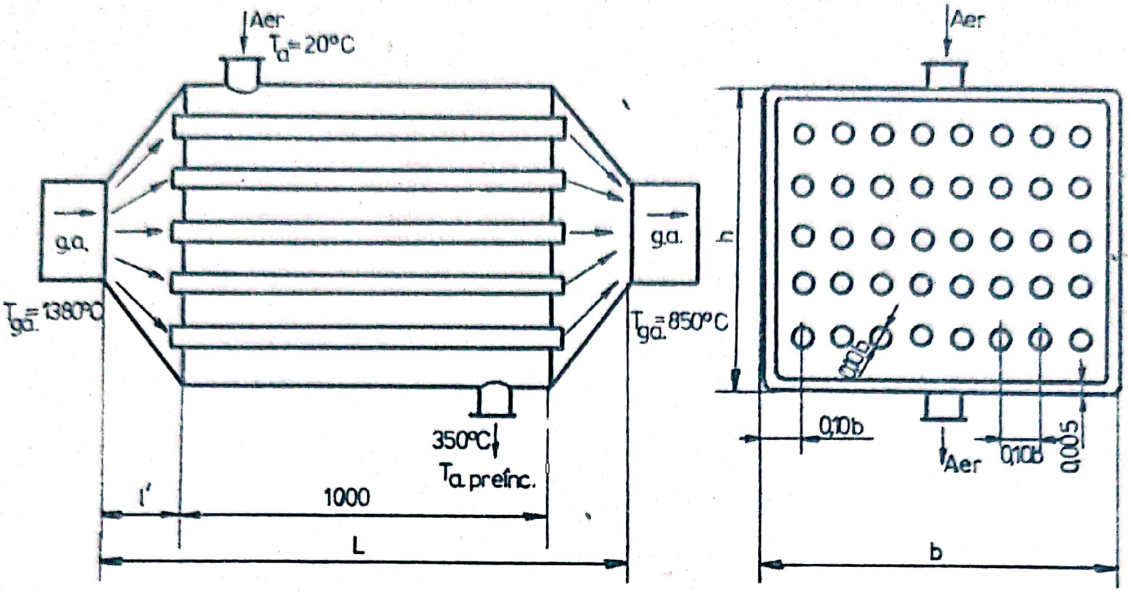


Fig.190

10.6.2.<u>Calculul dimensiunilor recuperatorului</u>

- înălţimea (h):

$h = (0,106 \cdot 2 \cdot 5 + 0,106 + 2 \cdot 0,005)$

$\underline{h = 1,27 \text{ m}}$

- lăţimea (b):

$b = 0,106 \cdot 2 \cdot 8 + 0,106 + 2 \cdot 0,05 = 1,9 \text{ m}$

$\underline{b = 1,9 \text{ m}}$

- suprafaţa (A_r):

$A_r = b \cdot h = 1,27 \cdot 1,9 = 2,41 \text{ m}^2$ $\quad \underline{A_r = 2,41 \text{ m}^2}$

- lungimea (L):

$L = 2 \cdot l' + L_{\text{ţeavă}} = 2 \cdot 0,4 + 1 = 1,8 \text{ m}$; $\quad \underline{L = 1,8 \text{ m}}$

10.7. Dimensionarea instalaţiei de tiraj

Pentru dimensionarea instalaţiei de tiraj a cuptorului considerăm următoarea schiţă de amplasare a canalelor de fum şi a instalaţiei de tiraj, (fig.191).

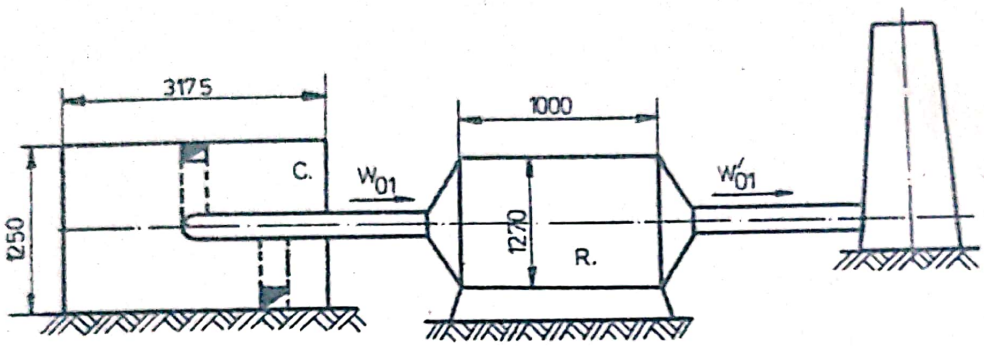


Fig.191

Curgerea gazelor de ardere din focare şi pînă la gura canalului se produce cu pierderi de presiune datorate atît frecării cît şi diferitelor rezistenţe locale ale traseului.

Din punct de vedere hidraulic acest traseu poate fi considerat ca o conductă cu un număr destul de mare de variaţii ale secţiunii şi ale direcţiei de curgere.

De remarcat că recalcularea pierderilor de presiune se face cu relaţia:

$$h = \varphi_{\S} \cdot \frac{w_o^2}{2g} \cdot \gamma_o \cdot (1 + \alpha_t) \frac{760}{B}$$ relaţie în care:

$\varphi_{\S}$ - coeficient de pierderi;

g - acceleraţia gravitaţională;

B - presiunea atmosferică;

γ_o - greutatea specifică a gazelor pentru starea normală.

De menţionat totodată că temperatura gazelor de ardere în secţiunile de intrare şi de ieşire variază în sensul apariţiei unei căderi de temperatură de 1 - 2°C pe 1 m în cazul coşurilor şi canalelor zidite şi de 3 - 4°C pentru coşuri şi canale metalice.

Totodată considerăm că temperatura gazelor la baza coşului este de 5 - 20°C, iar viteza de curgere a gazelor la ieşirea din coş se

apreciază ca fiind de 2 - 4 m /s la o variaţie de diametru a coşului dată de relaţia:

$$d_1 = 1,5 \cdot d_2 \qquad d_m = \frac{d_1 + d_2}{2} = 1,25 \cdot d_2$$ în care:

d_1 - diametrul coşului la bază;

d_2 - diametrul coşului la partea superioară.

De menţionat că înălţimea coşurilor se adoptă, în cazul tirajului natural, de maxim 60 - 70 m.

Totodată trebuie remarcat aspectul practic că în cuptoare regimul termic de curgere a gazelor de ardere este un regim turbulent, la care criteriul lui Reynolds are valoarea cuprinsă între:

$$Re = 10000 - 100000$$

Teoretic coşul de evacuare se poate considera ca un spaţiu care la partea superioară este în contact direct cu aerul înconjurător, deci linia de presiune 0 se află la aceeaşi înălţime cu gura superioară a coşului.

Pentru proiectare se poate adopta şi o viteză de curgere a gazelor de evacuare prin coş de 3 - 10 m/s deoarece vitezele prea mici determină preţuri mari la construcţia coşului şi la încărcări reduse apare pericolul perturbării tirajului prin intrarea aerului rece prin gura coşului, dar la viteze prea ridicate cresc considerabil pierderile prin frecare cu pereţii ca de altfel şi a pierderilor datorate rezistenţelor locale.

10.7.1. Determinarea secţiunii canalelor de fum

Se adoptă viteza gazelor arse în canalele de fum de 3 m/s.

- suprafaţa secţiunii canalelor de fum:

$$S = \frac{V'_{ga}}{w_{ol}}$$

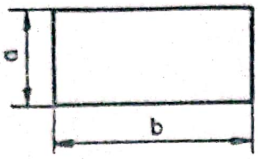
V_{ga} - volumul gazelor arse = 2119 m^3_N/h

$$S = \frac{2119}{3600 \cdot 3} = 0,196 \ m^2$$

- suprafaţa unui canal vertical: $S' = \frac{S}{2} = \frac{0,196}{2} = 0,098 \ m^2$

10.7.1.1.Dimensionarea canalelor verticale

Se consideră: $\frac{b}{a} = 1,5$; $b = 1,5 \cdot a$; $a \cdot b = 0,098$



$a = 0,2$ m $= \underline{255 \text{ mm}}$

$b = 1,5 \cdot 0,2 = 0,382\text{m} = \underline{385 \text{ mm}}$

Fig.192

10.7.1.2.Dimensionarea canalului orizontal colector

$$S = b \cdot h + \frac{r^2 \cdot \pi}{2}; \qquad S = b \cdot h + \frac{b^2 \cdot \pi}{8}; \qquad h = \frac{S - \frac{b^2 \cdot \pi}{8}}{b}$$

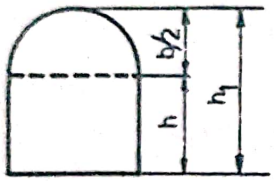


Fig.193

$S = 0,196$; $b = 250$ mm - conform dimensiunilor cărămizilor N_2 STAS 131-51.

$$h = \frac{0,196 - \frac{3,14 \cdot 0,250^2}{8}}{0,3} = 0,686 \text{ m}$$

Se reia calculul adoptînd cărămidă N_1 STAS 131-51 $b = 0,3$ m.

$$h = \frac{0,196 - \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{8}}{0,3} = 0,537 \text{ m}$$

$$h_1 = h + \frac{b}{2} = 0,537 + 0,3/2 = \underline{0,687 \text{ m}}$$

10.7.1.3.Dimensionarea canalelor orizontale de aductiune (2).

$$S' = b \cdot h + \frac{\pi \cdot r^2}{2}; \qquad b = 0,300 \text{ m}; \qquad S' = 0,098 \text{ m}^2$$

$$h = \frac{0,098 - \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{8}}{0,3} = 0,210 \text{ m}$$

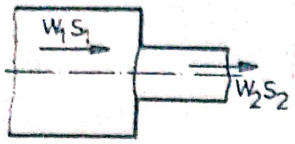
$$h_1 = h + \frac{b}{2} = 0,210 + \frac{0,3}{2} = \underline{0,36 \text{ m}}$$

10.7.2.Calculul rezistenței aerodinamice a traseului gazelor arse (calculul pierderilor de presiune)

Pe măsură ce înaintează pe canal gazele arse se răcesc. De aceea se adoptă următoarea distribuție a temperaturii acestora: de la cuptor pînă la recuperator temperatura gazelor arse variază de la 1400 la 1380°C (vezi calculul recuperatorului), în recuperator variază de la 1380 la 850°C, de la recuperator la coș variază de la 850 la 800°C.

10,7.2.1.Trecerea din cuptor în canalul de evacuare vertical

Această trecere are loc printr-o îngustare bruscă (fig.194)



$\frac{S_2}{S_1} < 0,1$; $\varphi = 0,47$; $\gamma_g = 1,3$;

(anexa 9 din /11/)

Fig.194

$$h_1 = 0,47 \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3 \cdot (1 + \frac{1390}{273}) = \underline{1,708 \text{ mm } H_2O}$$

10.7.2.2.Rezistența datorită frecării

se adoptă: $\mu = 0,05$; $L = 3$ m /11/

$$h = \mu \cdot \frac{L}{d_h} \cdot \frac{w_{ol}^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma_{o_{ga}} \cdot (1 + \alpha t_{ga\ med})$$

d_h - diametrul echivalent al secțiunii:

$$\frac{\pi \cdot d_h^2}{4} = S' \qquad d_h = \sqrt{\frac{4 \cdot S'}{\pi}} = \sqrt{4 \cdot 0,098 : \pi} = 0,353 \text{ m}$$

$$d_h = 353 \text{ mm}$$

$$h_1' = 0,05 \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3(1 + \frac{1}{273}\ 1390) = \underline{1,545 \text{ mm } H_2O}$$

10.7.2.3.Invingerea presiunii geometrice

$$\gamma_g = \frac{\gamma_o}{1 + \alpha_t} = \frac{1,3}{1 + \frac{1390}{273}} = 0,213 \text{ Kg/N} \cdot m^3$$

Considerăm temperatura mediului încănjurător de 20°C și

$\gamma_a = 1,2$ daN/m^3 /11/.

$$h_1'' = L \left(\frac{\gamma_{o_a}}{1 + \alpha t_a} - \frac{\gamma_{o_{ga}}}{1 + \alpha t_{g\ med}}\right)$$

$$h_1'' = 3 \cdot \left(\frac{1,26}{1 + \frac{20}{273}} - \frac{1,3}{1 + \frac{1390}{273}}\right) = 2,8937 = 2,9 \text{ mm } H_2O$$

10.7.2.4.Cotitura de 90° la trecerea din canalul vertical în canalul orizontal

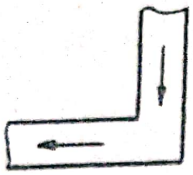


Fig.195

$\varphi_3 = 1,5$ (tab.nr,44) - coeficient de schimbare a direcţiei;

$$h_1''' = \varphi_3 \cdot \frac{w_a^2}{2g} \cdot \gamma_{o_{ga}} \cdot (1 + \alpha t_{ga\ med})$$

$$h_1''' = 1,5 \cdot \frac{5^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3(1 + \frac{1}{273} \cdot 1390) = 5,45 \text{ mm } H_2O$$

Totalul pierderilor de presiune într-un canal vertical:

$$\sum h = h_1 + h_1' + h_1'' + h_1''' = 1,545 + 2,9 + 1,708 + 5,45$$

$$\underline{\sum h = 11,603 \text{ mm } H_2O}$$

10.7.2.5.Rezistenţa datorită schimbării de secţiune într-un canal orizontal

Pierderile datorate schimbării de secţiune în canalele orizontale sînt nule deoarece secţiunea acestora rămîne tot timpul constantă.

10.7.2.6.Rezistenţa datorită trecării în canalul orizontal

$$h_2 = \mu \cdot \frac{L}{d \cdot h} \cdot \frac{w_o^2}{2g} \cdot \gamma_{o_{ga}} \cdot (1 + \frac{1}{273} \cdot t_{ga\ med}) =$$

$$= 0,05 \cdot \frac{0,5}{0,274} \cdot \frac{5^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3(1 + \frac{1}{273} \cdot 1390) = \underline{0,33 \text{ mm } H_2O}$$

10.7.3.7.Rezistenţa datorită schimbării direcţiei la 90° prin trecerea în canalul colector

$\varphi_3 = 1,5$

$$h_2'' = \varphi_3 \cdot \frac{w_o^2}{2g} \cdot \gamma_{o_{ga}} \cdot (1 + \alpha t_{ga\ med}) =$$

$$= 1,5 \cdot \frac{5^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3 \cdot (1 + \frac{1}{273} \cdot 1390) = \underline{5,454 \text{ mm } H_2O}$$

totalul pierderilor de presiune prin canalul orizontal este:

$$\sum h = h_2 + h_2'' = 0,33 + 5,454 = \underline{5,784 \text{ mm } H_2O}$$

Scanned with OKEN Scanner

10.7.2.8. Pierderi de presiune datorate frecării în canalul colector orizontal

$d_{echiv.} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} \simeq 0{,}50$ m; L - lungimea canalului colector = 4 m;

$$h = 0{,}05 \cdot \frac{5^2}{2 \cdot 9{,}8} \cdot 1{,}3 \cdot (1 + \frac{1380}{273}) = \underline{1{,}445 \text{ mm } H_2O}$$

10.7.2.9. Lărgirea bruscă a secțiunii în apropierea recuperatorului

$\varphi_3 = 0{,}2 - 0{,}3$ (tabel nr.44)

adopt: $\varphi_3 = 0{,}25$.

Fig.196

$$h = 0{,}25 \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9{,}8} \cdot 1{,}3(1 + \frac{1390}{273}) = \underline{0{,}90 \text{ mm } H_2O}$$

Total pierderi de presiune în canalul colector pînă la recuperator:

$$\sum h = 1{,}445 + 0{,}9 = 2{,}345 \text{ mm } H_2O$$

10.7.2.10. Rezistența în recuperator

10.7.2.10.1. Intrarea în țevi:

Temperatura gazelor arse în recuperator :

$$t_{med} = \frac{1380 + 850}{2} = \underline{1115^oC}$$

Viteza gazelor în țevi se adoptă o viteză de 3 m/s, viteză luată în calcul și la calcularea recuperatorului:

$$h = \varphi_3 \cdot \frac{w_o^2}{2g} \cdot \gamma_{o_{ga}} (1 + \alpha t_{ga\ med})$$

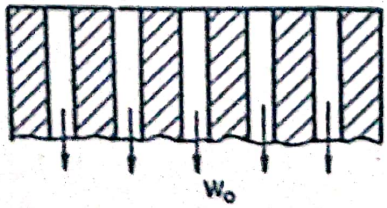


Fig.197

$\varphi_3 = 2{,}5 - 3{,}5$ - pentru orificii rotunde (anexa 9 din /11/)

adopt: $\varphi_3 = 2{,}5$

w = 3 m/s - viteza gazelor în țevi

$$h = 2,5 \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3(1 + \frac{1115}{273}) = \underline{7,58 \text{ mm } H_2O}$$

10.7.2.10.2. Rezistența datorită frecării

$$\mu = 0,03 \quad h' = 0,03 \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9,8} (1 + \frac{1115}{273}) = 0,07 \text{ mm } H_2O$$

10.7.2.10.3. Ieșirea din țevi (deschidere bruscă)

$$\zeta = 0,5 \quad h'' = 0,5 \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3(1 + \frac{1115}{273}) = \underline{1,51 \text{ mm } H_2O}$$

Total pierderi de presiune în recuperator:

$$\sum h_p = h + h' + h'' = 7,58 + 0,07 + 1,51 = \underline{9,16 \text{ mm } H_2O}$$

10.7.2.11. Intrarea în canalul orizontal de legătură cu cogul de fum

$$\zeta = 0,29 \quad h = 0,29 \cdot \frac{5^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3 \cdot (1 + \frac{825}{273}) = \underline{0,696 \text{ mm } H_2O}$$

10.7.2.11.1. Rezistența datorită frecării

$$\mu = 0,05 \quad h = 0,05 \cdot \frac{5^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3 \cdot (1 + \frac{825}{273}) = \underline{0,119 \text{ mm } H_2O}$$

10.7.2.11.2. Cotitura de 90° de la intrarea în coș

$$\zeta = 1,5 \quad h = 1,5 \cdot \frac{5^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 1,3 \cdot (1 + \frac{825}{273}) = \underline{3,6 \text{ mm } H_2O}$$

Total pierderi de presiune în canalul orizontal central:

$$\sum h_p = 0,696 + 0,119 + 3,6 = 4,415 \text{ mm } H_2O$$

Rezistența totală a traseului de gaze arse

$$\sum h_t = 11,603 + 5,784 + 2,345 + 9,16 + 4,415 = 33,307 \text{ mm } H_2O$$

$$\underline{\sum h_t = 33,307 \text{ mm } H_2O}$$

Scanned with OKEN Scanner

10.7.3. Calculul coşului de cărămidă

Coşul trebuie să asigure o anumită rezervă de tiraj şi de aceea se calculează astfel încît să poată învinge o rezistenţă egală cu:

$$h_c = 1,1 \cdot 33,307 = \underline{36,63 \text{ mm } H_2O}$$

Să presupunem că înălţimea coşului este $H_c = 65$ m. Temperatura la gura coşului va fi:

$$\Delta t_v = 65 \cdot 1,5 = 97,5^oC \qquad t_v = 800 - 97,5 \simeq 700^oC$$

Temperatura medie a gazelor arse pe înălţimea coşului va fi egală cu:

$$t_{med} = \frac{800 + 700}{2} = \underline{750^oC}$$

Se ia viteza gazelor în vîrful coşului $w_w = 3$ m/s; atunci diametrul găurii coşului va fi:

$$d_v = \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot \frac{V_{ga}}{w_f \cdot 3600}} = \sqrt{\frac{\pi}{4} \cdot \frac{2119}{3 \cdot 3600}} = 0,393 \text{ m}$$

$$\underline{d_v = 0,4 \text{ m}}$$

Din motive de rigiditate:

$d_b = 1,5 \cdot d_v = \underline{0,6 \text{ m}}$ adopt: din motive de rigiditate: $\underline{d_b = 0,8 \text{ m}}$

Viteza gazelor arse la baza coşului va fi:

$$w_b = \frac{2119}{3600 \cdot 2^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \underline{1,17 \text{ m/s}}$$

Viteza medie pe înălţimea coşului a gazelor arse este:

$$w_{med} = \frac{3 + 1,17}{2} = \underline{2,085 \text{ m/s}}$$

Se adoptă temperatura atmosferică de 20^oC; $\gamma^a_{20} = 1,2 \text{ daN/m}^3_N$

Greutatea specifică a gazelor arse din coş:

$$\gamma = \frac{1,3}{1 + \frac{750}{273}} = 0,346 \text{ daN/m}^3_N; \qquad d_{med} = \frac{0,4 + 0,8}{2} = 0,6 \text{ m}$$

Se aplică relaţia fundamentală pentru determinarea înălţimii H a coşului:

$$\Delta h = H\cdot\left(\frac{\gamma_o^a}{1+\alpha t_a} - \frac{\gamma_o^g}{1+\alpha t_g}\right) - \frac{w_{o2}^2 - w_{o1}^2}{2\cdot g}\cdot \gamma_o^g(1+\alpha t_g^g) -$$

$$- \frac{V_{o2}^2}{2\cdot g}\cdot \gamma_o^g\cdot(1+\alpha t_{gc}^g) - \frac{H}{2g}\cdot\frac{w_{om}^2}{2\cdot g}\cdot\gamma_o^g\cdot(1+\alpha t_m^g) \quad (23 \text{ din } /11/)$$

în care:

Δh - pierderi de presiune;

γ_o^a; γ_o^g - greutatea specifică a aerului şi a gazelor de arde-re în condiţii normale;

w_{o1}, w_{o2} - vitezele gazelor în secţiunea I şi II la 0^oC;

V_{om} - viteza medie a gazelor arse la 0^oC în coş;

t_2 - temperatura aerului;

t_m^g - temperatura medie a gazelor pe înălţimea coşului;

t_{gc}^c - temperatura gazelor la gura coşului.

$$36{,}63 = H\cdot(1{,}2 - 0{,}346) - \frac{3^2 - 1{,}17^2}{2\cdot 9{,}8}\cdot\left(1+\frac{750}{273}\right)\cdot 1{,}3 -$$

$$- 0{,}05\cdot\frac{2{,}1^2}{2\cdot 9{,}8}\cdot 1{,}3\cdot\left(1+\frac{750}{273}\right)\cdot\frac{H}{0{,}6} - \frac{3^2}{2\cdot 9{,}8}\cdot 1{,}3\left(1+\frac{700}{273}\right)$$

$$36{,}63 = 0{,}845\cdot H - 1{,}896 - 0{,}09\cdot H - 2{,}23$$

$$36{,}63 + 1{,}896 + 2{,}23 = (0{,}854 - 0{,}09)H$$

$$H = \frac{40{,}756}{0{,}764} = 53{,}345 \text{ m} \quad \text{adopt:}$$

$$\underline{H = 55 \text{ m}}\ .$$

10.8. Calculul de rezistenţă a cuptorului şi dimensionarea construcţiei metalice

Pentru calculul de rezistenţă a cuptorului pornim de la următoarele caracteristici:

- grosimea zidului de şamotă:

δ_1 = 0,25 m cărămizi N_6 (250/124/64) (/1/,p.327)

- grosimea zidului de cărămizi poroase:

δ_2 = 0,125 m

- grosimea bolţii:

δb_1 = 0,113 m

cărămizi tip PL 10 (64/55/250/125) (tab.Nr.53)

δb_2 = 0,12 m

Parametrii vetrei cuptorului

- magnezită δf_1 = 0,065 m
- şamotă δf_2 = 0,20 m
- şamotă poroasă δf_3 = 0,10 m
- tablă de oţel δf_4 = 0,015 m
- rosturi de dilataţie la distanţe de 4 - 6 m (numai la colţuri).

Cărămizi pentru bolta:

- raza de curbură a bolţii:

$$r^2 = \left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r - f)^2$$

$$r = \frac{b}{2}\cdot\left(\rho + \frac{1}{4}\right) \qquad \rho = \frac{r}{b} = \frac{}{}$$

$$\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{b}{2}\cdot\frac{1}{r} = \frac{1}{\rho + \frac{1}{4\rho}} = \frac{}{\frac{1}{\rho} + 2} = 0,47 \qquad \frac{\alpha}{2} = 28^0 \qquad \alpha = 56^0$$

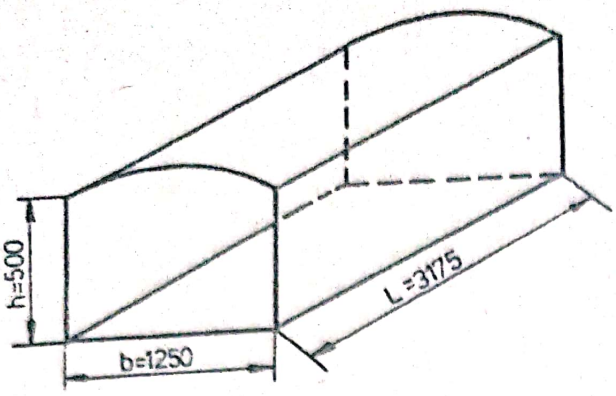


Fig.198

$$r = \frac{1,25}{2}\left(\frac{1}{8} + \frac{1}{4\cdot\frac{1}{8}}\right) = \frac{1,25}{2}\left(\frac{1}{8} + 2\right) =$$

$$= 1,328125 \text{ m}$$

adopt:

$$r = 1328 \text{ mm}$$

10.8.1. Construcția bolții

$$L_1 = N(b + \delta_{rost}) + P(b_1 + \delta_{rost})$$

în care:

$$L_2 = N(b + \delta_{rost}) + P(b_2 + \delta_{rost})$$

N - numărul de cărămizi normale pe un rînd;

P - numărul de cărămizi pană pe un rînd;

b = 64 - grosimea cărămizii normale; (mm);

b_1 = 55 - grosimea minimă a carămizii pană (mm);

δ_{rost} = 2 mm

$$L_1 = \frac{2\cdot\pi R\cdot\alpha}{360} \qquad L_1 = 1,298 \text{ m}$$

$$L_2 = \frac{2\pi\cdot(R + \delta_b)\cdot\alpha}{360} \qquad L_2 = 1,408 \text{ m}$$

$$1,298 = N(0,064 + 0,002) + P(0,055 + 0,001)$$

$$1,408 = N(0,064 + 0,002) + P(0,064 + 0,002)$$

$$-0,066\cdot N - 0,056\cdot P = -1,298 \quad / -1$$

$$0,066\cdot N + 0,066\cdot P = 1,408$$

$$P = \frac{1,408 - 1,298}{0,066 - 0,056} = 11 \text{ cărămizi} \qquad \frac{1,408 - 0,066\cdot 11}{0,066} = 10 \text{ cărămizi}$$

Deci bolta o voi realiza din 11 cărămizi până şi 10 cărămizi normale.

10.8.2. Suprafaţa laterală a unui perete

$S = 3,175 \cdot 0,5 = \underline{1,5875\ m^2}$

$L + 2 \cdot 0,250 = N(0,124 + 0,002)$

$N = \frac{3,175 + 0,5}{0,126} = \frac{3,675}{0,126} = 29,16$ N = 29 cărămizi pe rînd.

$h = 0,5$ m $\qquad h = N_1(0,064 + 0,002)$

$$N_1 = \frac{0,5}{0,065} = 7,575 \quad \text{adopt} \quad N_1 = 8 \text{ cărămizi}$$

Numărul total de cărămizi dintr-un perete:

$$N_T = N \cdot N_1 = 29 \cdot 8 = \underline{232 \text{ bucăţi}}$$

Numărul total de cărămizi refractare necesare pentru toţi pereţii este de:

$$N_{total} = 2 \cdot 232 + 2 \cdot 8 \cdot \frac{1,25}{0,125} = \underline{624 \text{ bucăţi}}$$

Numărul de cărămizi poroase: Dimensiunile sînt identice ca şi cele de la cărămizile normale cu deosebirea că acestea sînt orientate diferit în zidărie.

10.8.3. Zidăria bolţii

$L_1' = L_2' = 1,408$ m

$$L_2' = \frac{2 \cdot \pi (R + \delta b_1 + \delta b_2)}{360} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 56(1,328 + 0,113 + 0,12)}{360}$$

$$L_2' = 1,526 \text{ m}$$

$1,408 = N(0,064 + 0,02) + P(0,055 + 0,002)$

$1,526 = N(0,064 + 0,02) + P(0,064 + 0,002)$

$0,066 \cdot N + 0,056 \cdot P = 1,408$ $\qquad P = \frac{1,526 - 1,408}{0,066 - 0,056} = 13$ cărămizi

$0,066 \cdot N + 0,066 \cdot P = 1,526$ $\quad N = \frac{1,526 - 0,066 \cdot 13}{0,066} = \underline{10 \text{ căr.}}$

$P = 13$ cărămizi

$N = 10$ cărămizi $\quad$ de tip poros

10.8.3.1. Determinarea numărului de cărămizi normale pentru pereţi

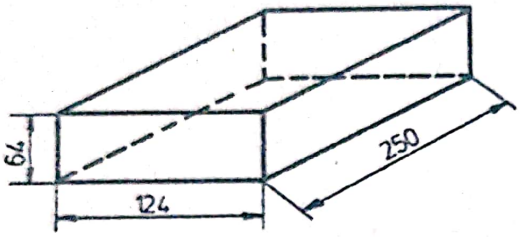


Fig.199

$L_{tot} = 3,175 + 2 \cdot 0,250 + 2 \cdot 0,125$

$L_{tot} = 3,925$ m

$L_{tot} = N(0,250 + 0,002)$

$N = \frac{3,925}{0,252} = 15,57$ cărămizi

adopt $\underline{N = 16 \text{ cărămizi}}$

$h = 0,5$ m $\quad \underline{N_1 = 8 \text{ cărămizi}}$

Numărul total de cărămizi dintr-un perete:

$$N_T = N \cdot N_1 = 128 \text{ bucăţi}$$

Numărul total de cărămizi de izolaţie necesare pentru construcţia cuptorului este:

$$N_{tot} = 2 \cdot 128 + 2 \cdot 8 \cdot \frac{1,25}{0,250} = \underline{336 \text{ bucăţi}}$$

10.8.3.2. Determinarea necesarului de cărămizi normale pentru vatra cuptorului

Suprafaţa totală a vetrei:

$$S_t = L_{tot} \cdot (b + 2 \cdot 0,375)$$

$$S_t = 3,925 \cdot (1,25 + 0,75) = 7,85 \text{ m}^2$$

$\underline{L_{tot} = 3,925 \text{ m}}$ $\quad \underline{b_{tot} = 2 \text{ m}}$

Cărămizi de magnezită

N_1 - numărul de bucăţi pe lungime;

N_2 - numărul de bucăţi pe lăţime

$L_{tot} = N_1(0,250 + 0,002)$ $\quad N_1 = \frac{3,925}{0,252} = \underline{15,57 \text{ cărămizi}}$

$N_2 = \frac{b_{tot}}{0,124 + 0,002} = \frac{2}{0,125} = 16$ bucăţi; $N_{tot} = N_1 \cdot N_2 = 16 \cdot 16 = \underline{256 \text{ buc.}}$

Cărămizi normale de şamotă

Adopt cărămizi normale tip N_7 (250/187/64).

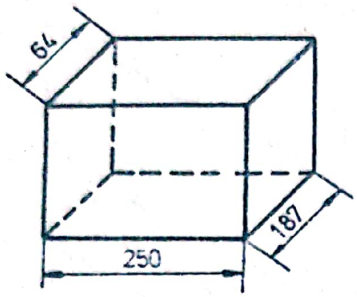


Fig.200

$N_1' = \frac{3,925}{0,250}$ 16 cărămizi

$N_2' = \frac{2}{0,066}$ 30 cărămizi

$N_{tot} = N_1' \cdot N_2' = 16 \cdot 30 = \underline{480 \text{ bucăţi}}$

Cărămizi din şamotă poroasă

Adopt cărămizile normale paralelipipedice tip N_{12} (300/150/100).

$N_1'' = \frac{3,925}{0,3}$ 13 cărămizi

$N_2'' = \frac{2}{0,15}$ 13 cărămizi

$N_{tot} = \underline{169 \text{ bucăţi}}$

Volumul cărămizilor utilizate:	Densitatea:	g/cm^3
$N_6 = 2,015\ dm^3$	şamotă	2
$N_7 = 3,04\ dm^3$	magnezită	2,9
$N_{12} = 4,50\ dm^3$		
$PL_1 = 1,57\ dm^3$	şamotă poroasă	,1,85

10.8.4. Consumul de mortar refractar de şamotă

- pereţi drepţi 115 Kg/m^3
- bolţi 128 Kg/m^3

Volumul real de zidărie:

$V_r = V_{ext} - V_{int}$; $V_r = S_t \cdot (h + 0,233) - H \cdot b \cdot L =$

$= 4,675 \cdot 0,733 - 0,5 \cdot 1,25 \cdot 1,5875 = \underline{2,434588\ m^3}$

Necesarul de mortar refractar de şamotă:

$G = (\frac{3}{4} \cdot 115 + \frac{1}{4} \cdot 128) \cdot 2,435 = \underline{288 \text{ Kg mortar refractar}}$

10.8.5. Necesarul de cărămizi pentru boltă

- pentru un arc de boltă de un rînd de cărămizi:

11 cărămizi pană; 10 cărămizi normale.

Lungimea totală a cuptorului:

L = 3,175 + 0,375 = 3,55 m

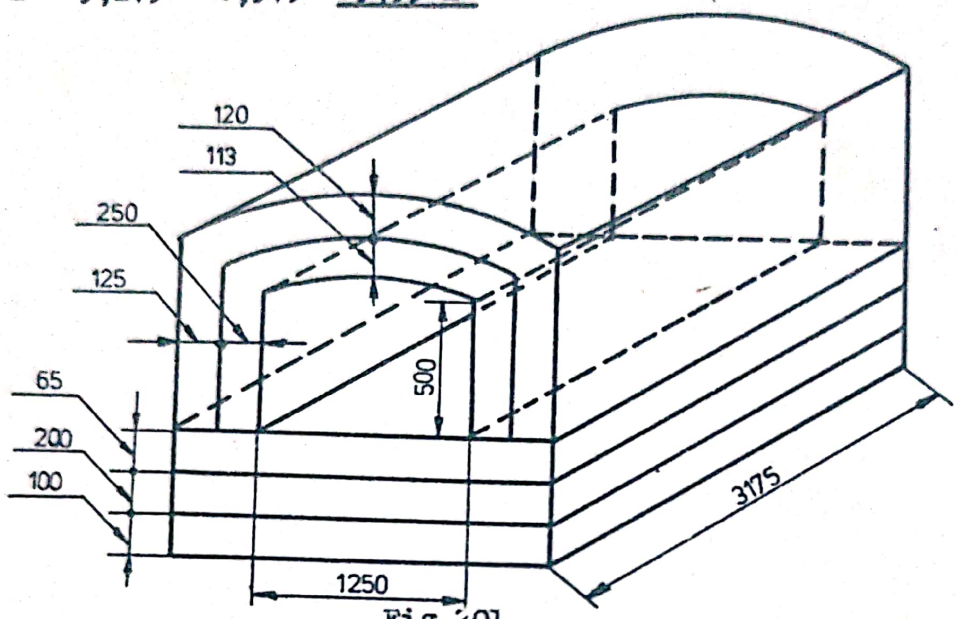
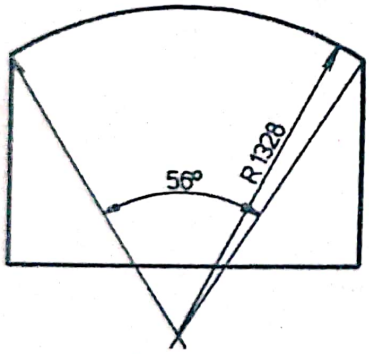


Fig.201



$\rho = \frac{f}{b} = \frac{1}{8} = 0,125$

S = 0,25 m

b = 1,25 m

f = 0,15625 m

Fig.202

Necesarul de cărămizi pentru toată bolta:

156 cărămizi pentru înclinaţie PL_{10}; 140 cărămizi normale N_6.

Necesarul de cărămizi poroase pentru boltă:

184 cărămizi pană PL_{10} ; 140 cărămizi normale N_6.

10.8.5.1. Necesarul de cărămizi pentru un perete lateral

232 cărămizi normale N_6; 128 cărămizi poroase N_6 .

10.8.5.2. Necesarul de cărămizi pentru peretele din spate sau uşă

40 cărămizi N_6 normale; 40 cărămizi N_6 poroase.

Volumul unei cărămizi normale N_6 = 2,015 dm^3 = $2,015 \cdot 10^{-3}$ m^3

Volumul unei cărămizi pană PL_{10} = 1,86 dm^3 = $1,86 \cdot 10^{-3} m^3$

Densitățile utilizate:

- șamotă 2 g/cm^3 = 2000 Kg/m^3
- șamotă poroasă 1,85 g/cm^3 = 1850 Kg/m^3

Greutatea bolții:

$$G = 9,8 \cdot (156 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^3 + 140 \cdot 2,015 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^3 +$$

$$+ 184 \cdot 1,86 \cdot 10^{-3} \cdot 1,850 \cdot 10^3 + 140 \cdot 2,015 \cdot 10^{-3} \cdot 1,850 \cdot 10^3)$$

$$G = 9,8 \cdot (580,32 + 564,2 + 633,144 + 521,885) = \underline{22535,58 \ N}$$

10.8.6. Dimensionarea construcției metalice

In vederea asigurării stabilității mecanice și a durabilității tuturor elemenetelor de zidărie, cuptorul este prevăzut cu o construcție metalică, construcție ce este dimensionată astfel încît să satisfacă această condiție. Construcția metalică este formată din: grinzi orizontale, stîlpi sau montanți, tiranți.

$\sin \alpha/2 = 0,45 \qquad \alpha/2 = 28^0$

$G = 22535,58 \ N \qquad \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{R}{K} = \frac{22535,58}{2 \cdot K} = 0,45$

$$R = \frac{G}{2} \qquad K = \frac{22535,58}{2 \cdot 0,45} = 25039,533 \ N$$

K - forța transmisă de boltă unui umăr;

R - greutatea unei jumătăți de arc de boltă;

H - forța pe care o exercită cele două jumătăți de boltă una asupra celelilalte și care acționează pe diercție orizontală.

$$H^2 = \sqrt{K^2 - R^2} = \sqrt{25039,533^2 - 22535,58^2} = 1,19125 \cdot 10^8$$

$$\underline{H = 10914,478 \ N}$$

$$C = 1 + \frac{1}{\frac{2f}{S} - 1 + \frac{f/b}{\frac{1}{2}\cdot\frac{f}{b} + \frac{b}{8f}}} = \frac{1}{\frac{2 \cdot 0,15625}{0,25} - 1 + \frac{\frac{1}{8}\cdot\frac{16}{17}}{\frac{1}{2}\cdot\frac{1}{8} + \frac{1}{8}\cdot 8}} =$$

$$= 1 + \frac{1}{0,3677} = \underline{3,72} \qquad C \text{ - factor funcție de temperatură.}$$

$H_o = C \cdot H = 3,72 \cdot 10914,478 = 40601,858$ N $\underline{H_o = 40601,858 \text{ N}}$

10.8.6.1. Calculul stîlpilor de ancorare şi al ancorelor de tracţiune

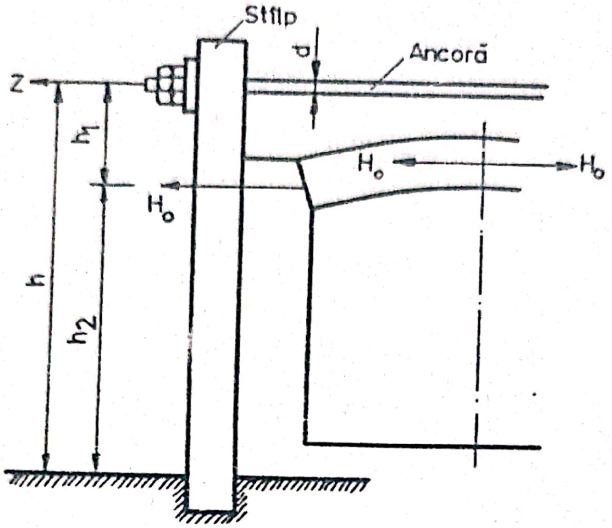


Fig.203

10.8.6.1.1. Calculul stîlpului de ancorare

Momentul încovoietor maxim:

$$M_b = C \cdot H \cdot \frac{h_1 \cdot h_2}{h}$$

Modulul de inerţie necesar: $W = \frac{M_b}{750}$ (cm^3)

Stîlpul se verifică la săgeată:

$H_o = 4060,18$ daN $M_b = 4060,18 \cdot \frac{h_1 h_2}{h_1 + h_2}$

$h_1 = c' + S + a$ unde $c' = (0,3 - 0,4)$m adopt $c' = 0,3$ m

$a = f - b'$ unde $b' = S/2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$; $b' = \frac{0,250}{2} \cos 28^o = \underline{0,11}$

$a = 0,156 - 0,11 = \underline{0,046}$

$h_1 = 0,3 + 0,25 + 0,046 = 0,596 = 0,6$ m

$h_2 = b' + h + S_B + h_c$ unde $h_c = (0,4 - 0,5)$ m adopt:

$h_c = 0,5$ m; $b' = 0,11$; $h = 0,5$ m ; $S_B = 0,233$ m-grosimea bolţii.

$h_2 = 0,11 + 0,5 + 0,233 + 0,5 = 1,343$ m; $\underline{h_2 = 1,35 \text{ m}}$

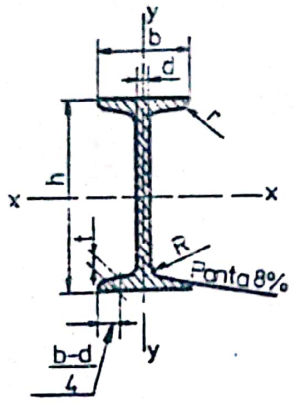
$$M_{b\ max} = 4060{,}18 \cdot \frac{60 \cdot 135}{60 + 135} = 168653{,}6 \text{ daN·cm}$$

Adopt pentru susţinere trei stîlpi la o distanţă, între ei, de a = 1 m = 100 cm.

Rezistenţa admisibilă a oţelului: R = 1100 daN/cm^2

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_a} = \frac{168653{,}6}{3 \cdot 1100} = \underline{51{,}1 \text{ cm}^3}$$

Stîlpii se vor executa din profil I_{14} conform STAS 565 - 71, (fig.204).



h = 140 mm
b = 66 mm
t = 8,4 mm
d = 5,7 mm
r = 3,4 mm

Fig.204

10.8.6.1.2. Calculul de dimensionare al grinzii orizontale

Această grindă are rolul de a prelua forţa F de împingere orizontală a bolţilor în arc dintre 2 stîlpi pe distanţa a şi de a o transmite stîlpilor şi elementelor de legătură. Ea se execută din profile metalice şi în marea majoritate din profil U. Grinda este solicitată la încovoiere, momentul maxim de încovoiere se determină, considerîndu-se grinda uniform încărcată şi simplu rezemată pe 2 stîlpi

$$M_{max} = \frac{H_o \cdot a}{8} = \frac{4060{,}18 \cdot 100}{3 \cdot 8} = \underline{16917{,}4 \text{ daN·cm}}$$

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_a} = \frac{16917{,}4}{1100} = 15{,}37 \text{ cm}^3$$

Adopt în construcţie, conform STAS 564 - 71, profil U_8; (fig.205).

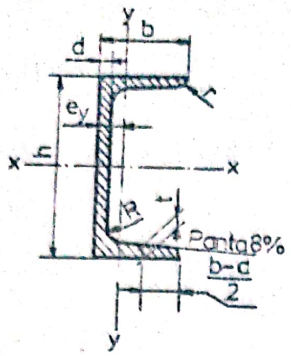


Fig.205 h = 80 mm; b = 45 mm;
d = 6 mm; t = 7,76 mm;
R = 7,52 mm; r = 4 mm

10.8.6.1.3. Calculul ancorei

- Forţa de tracţiune

$$Z = C \cdot H \cdot \frac{h_2}{h} \quad (daN)$$

$$Z = \frac{4060,18}{3} \cdot \frac{135}{195} = 936,9646 \quad daN$$

$$A_t = \frac{Z}{\sigma_{ad}} = \frac{936,9646}{1100} = 0,85 \ cm^2$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = 0,85 \qquad d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,85}{\pi}}$$

$$d = 1,08 \ cm$$

Se adoptă din STAS 333 - 71 o bară de oţel cu d = 12 mm

10.8.7. Uşa cuptorului

Adopt pentru cuptor o uşă de tip uşor cu decupări, avînd la interior două straturi de cărămidă, straturi identice cu cele ale pereţilor; fig.206.

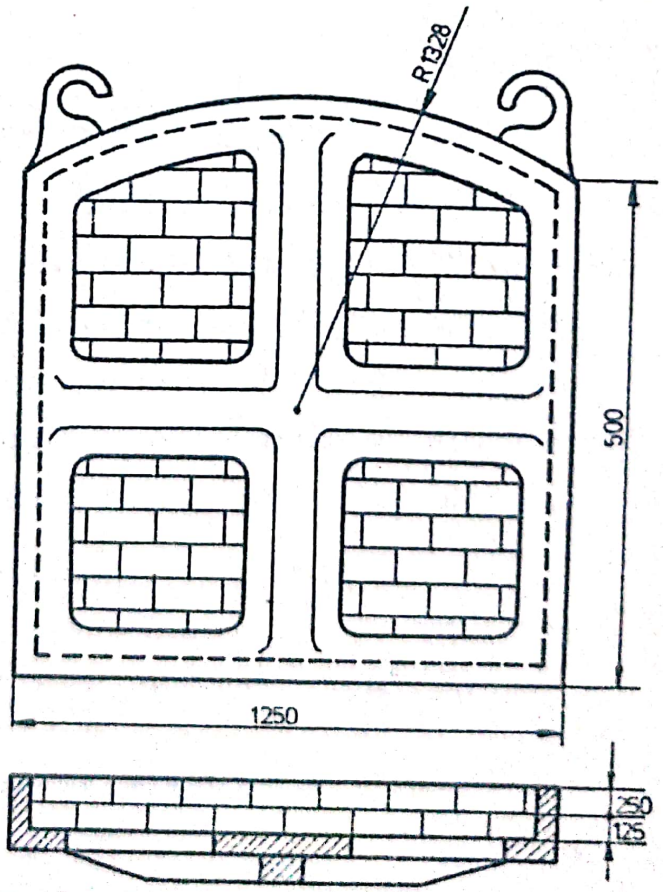


Fig.206 Uşă cu ramă metalică decupată, zidită cu cărămidă

INDICATORI TEHNICO-ECONOMICI

Nr.crt.	I N D I C A T O R I		Unităţi măsură STAS; Bucăţi.
1.	Destinaţie		Incălzire material în vederea forjării
2.	Productivitate		500 Kg/h
3.	Dimensiuni (mm)	lungime	3955
		lăţime	1930
		înălţime	1700
4.	Combustibil		Gaz metan
5.	Caracteristicile combustibilului	Putere calorică	33488 KJ/m^3_N
		Consum combustibil	54,4 m^3_N/h
6.	Debit aer		448,48 m^3_N/h
7.	Căldură	utilă	96798 Kcal/h
		totală	386127 Kcal/h
8.	Randament termic		0,27
9.	Arzător		GAR 25; 2 bucăţi
10.	Ventilator		V 432/2; 1 buc.650 m^3_N/h
11.	Timp încălzire		0,334 ore

CONSUM MATERIALE

Nr. crt	Material	Nr.de bucăţi	Masa t	Preţ informativ (lei/t)	Preţ total
1.	Cărămizi şamotă tip N_6	684	2,75	3000.	8520
2.	Cărămizi poroase tip N_6	208	0,775	3000	2325
3.	Cărămizi poroase şamotă tip PL_{10}	315	1,08	3000	3420
4	Cărămizi şamotă N_7	480	2,92	3000	8760
5.	Cărămizi şamotă poroasă N_{12}	169	1,4	3000	4200
6.	Cărămizi magnezită	256	1,48	3000	4470
7.	Mortar refractar	-	0,288	3000	864
8.	Schelet metalic	-	4,48	15000	67275
9.	Stîlpi	10	0,345	15000	5175
10.	Beton		5	15000	75000

Scanned with OKEN Scanner

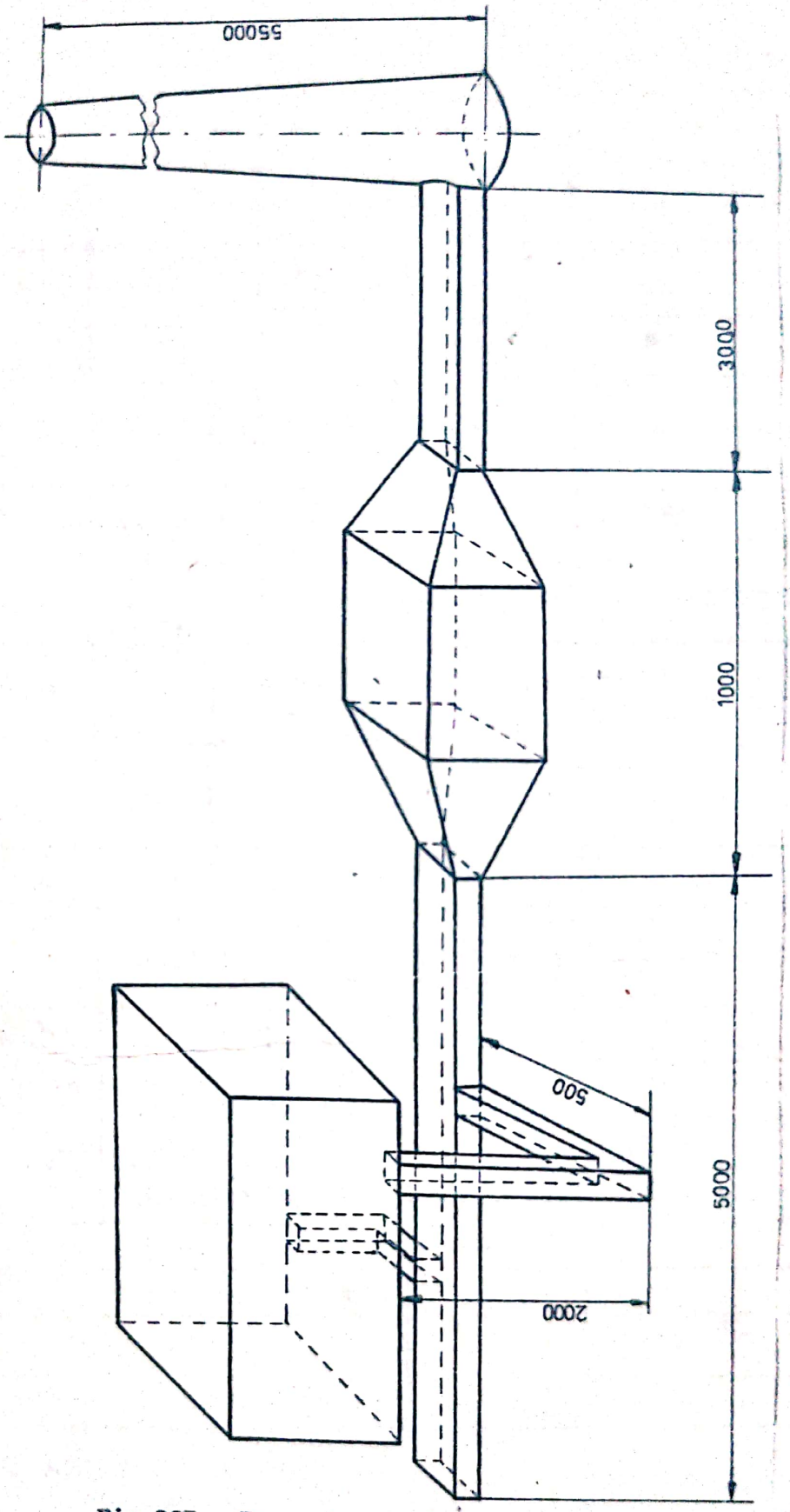


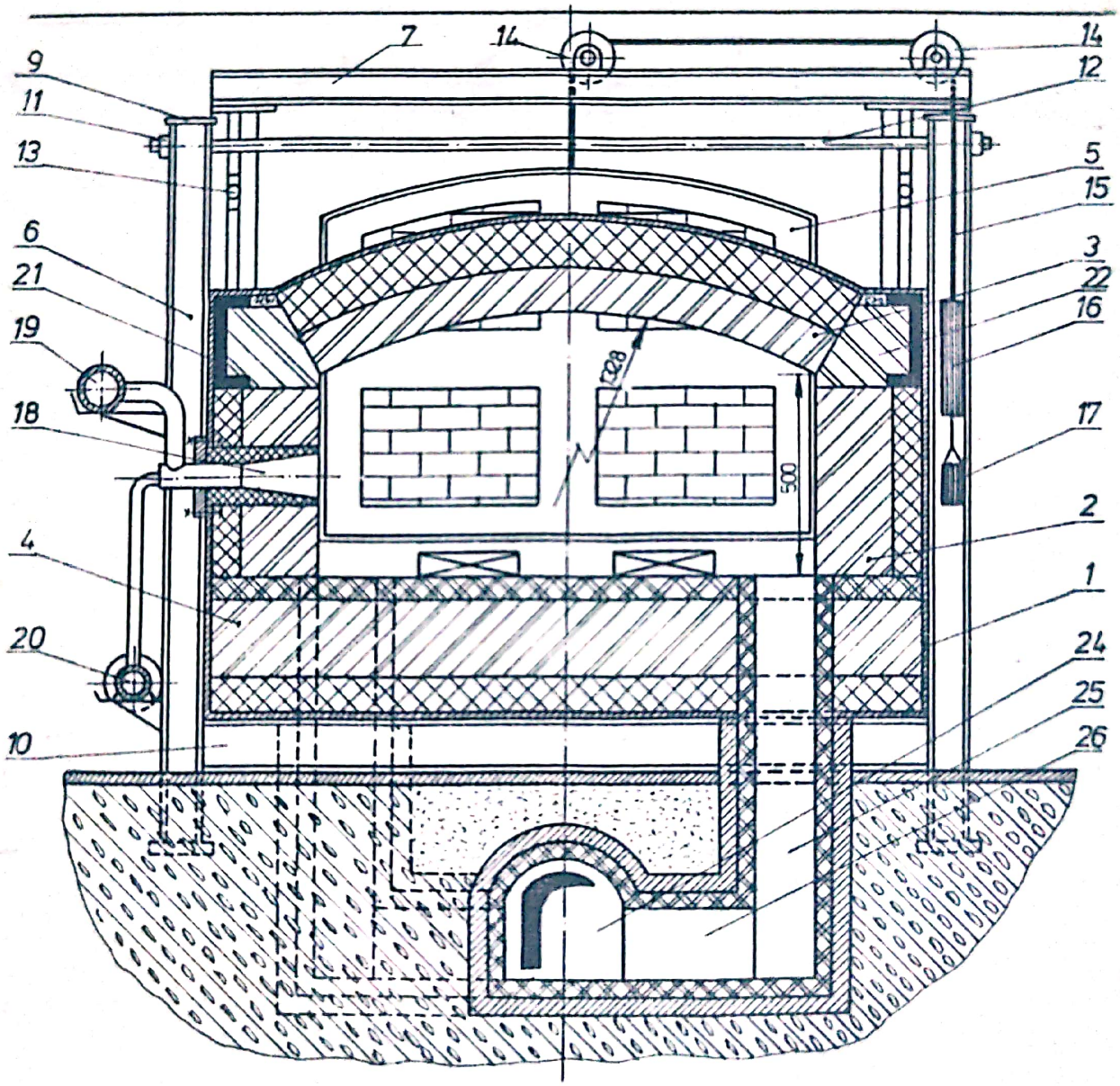
Fig.207 Traseul gazelor arse

Scanned with OKEN Scanner

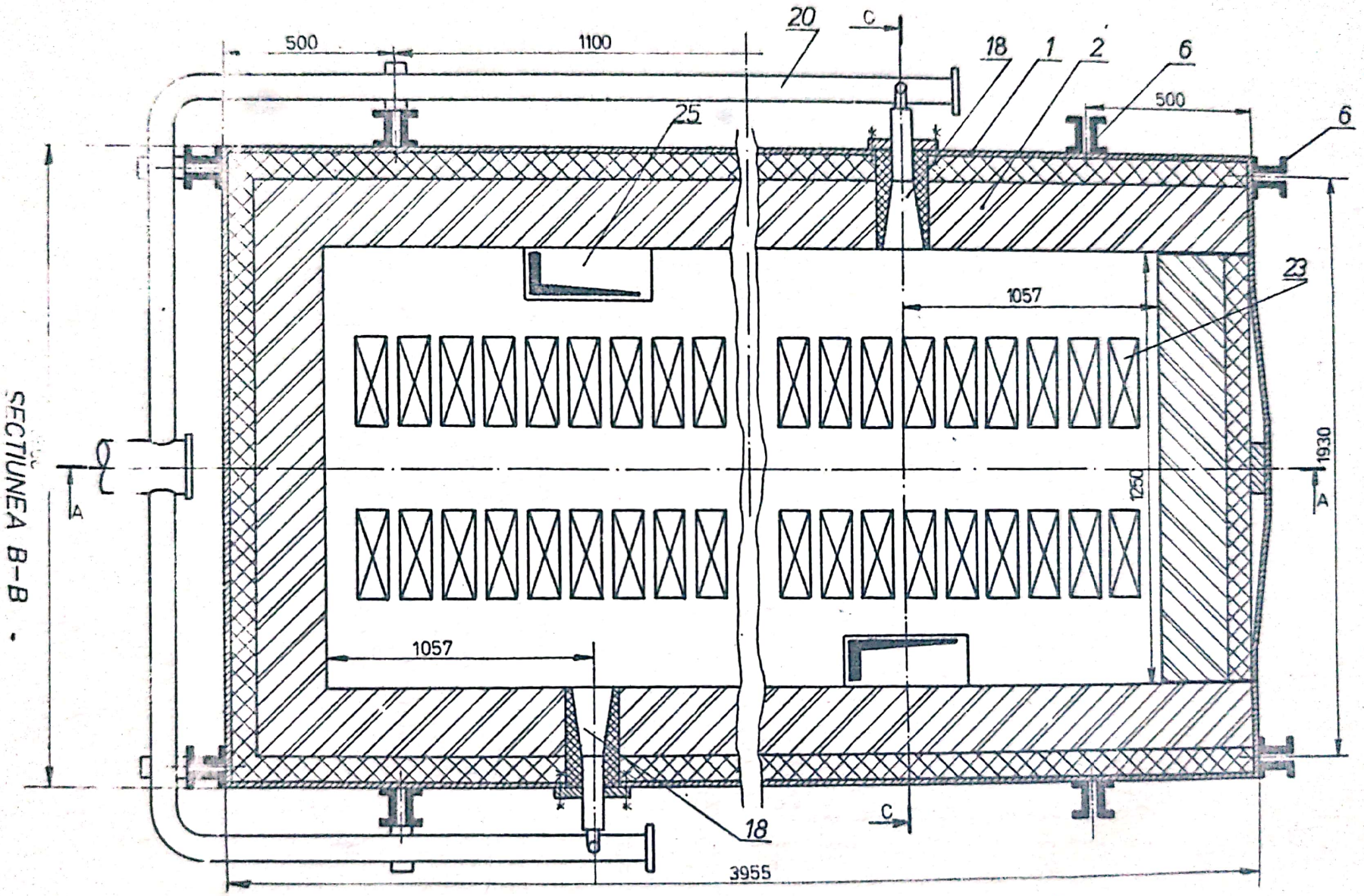
POZ.	DENUMIREA	Nr. DESEN sau STAS	BUC.	MATERIAL	OBS.	MASA
26	Canale orizontale		2			
25	Canale verticale		2			
24	Canal colector		1			
23	Semifabricat	STAS 3611-66	50	OL38		
22	Caramidă reazem	STAS 250-60	35			
21	Profil U16	STAS 565-71	2	OL37		
20	Conductă gaz		1	OL32		
19	Conductă aer		1	OL32		
18	Arzător GAR25		2			
17	Contragreutate		1	OL37		
16	Tub		1	OL37		
15	Lanț metalic		1			
14	Roată profilată		2	OL37		
13	Tiranți longitudinali		2	OL60		
12	Tiranți transversali		3	OL60		
11	Piulită M12		20	OL60		
10	Profil I14	STAS 565-66	15	OL37		
9	Placă		10	OL37		
8	Profil I20	STAS 565-66	1	OL37		
7	Profil U10	STAS 565-66	1	OL37		
6	Profil U 8	STAS 565-66	20	OL37		
5	Ușă		1			
4	Vatră		1			
3	Boltă		1			
2	Perete		3			
1	Carcasă metalică		1	OL37k		

Proiectat			
Desenat			
Verificat			
Contr. STAS			
Aprobat		Masa	
IPIAȘI Fac. Mecanică an. IV Secția P.M.		1:15	CUPTOR CU VATRĂ FIXĂ TIP CAMERĂ
		Data 24-01-1980	

Scanned with OKEN Scanner

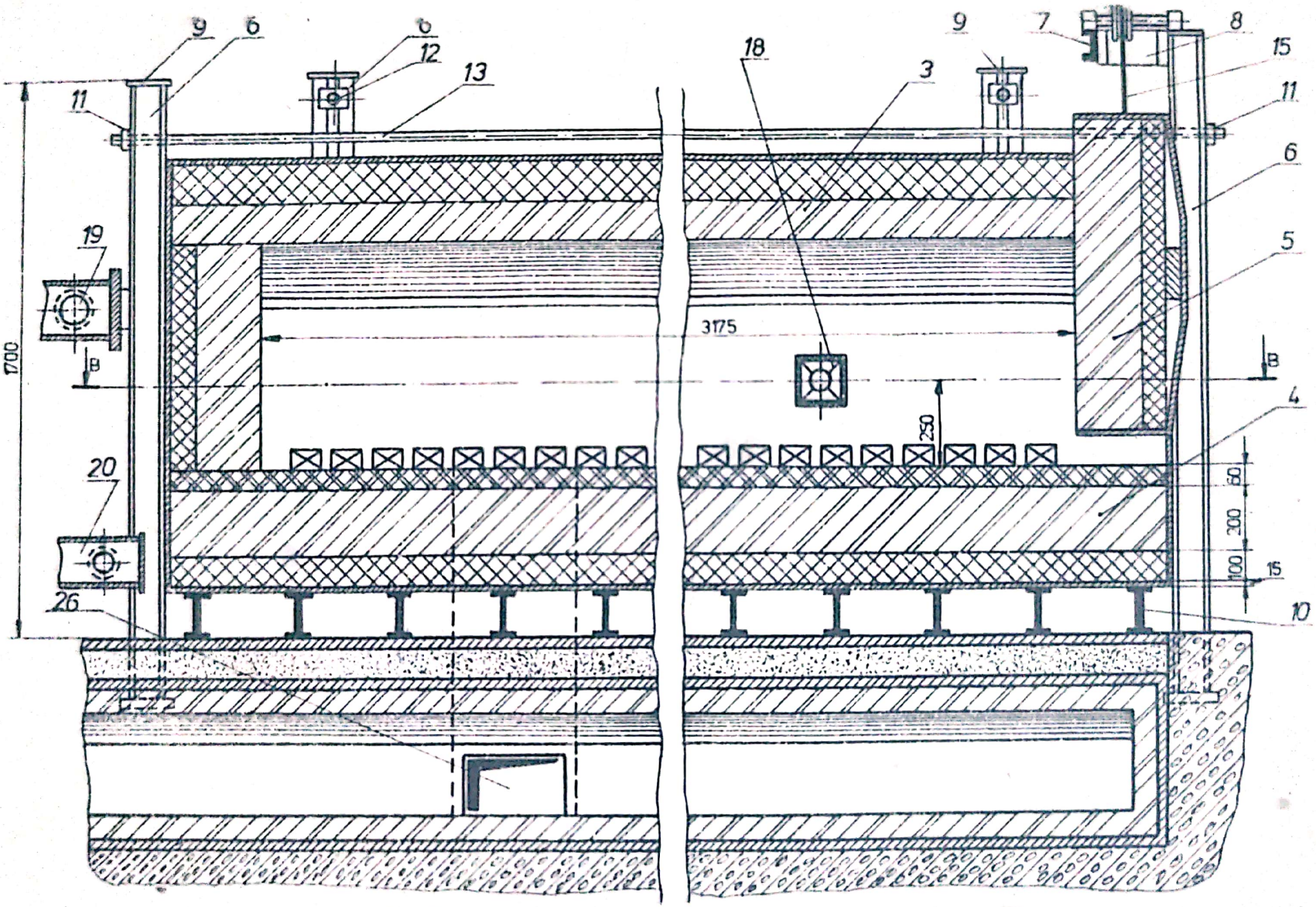


SECTIUNEA C-C



SECTIUNEA B-B

Scanned with OKEN Scanner



SECTIUNEA A-A

Scanned with OKEN Scanner

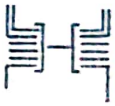
A N E X E

necesare pentru întocmirea proiectelor didactice de an

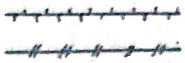
Scanned with OKEN Scanner

Anexa 0

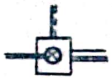
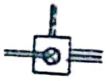
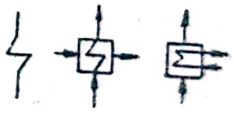
Semnele convenţionale ale instalaţiilor termoenergetice

Denumirea	Semnul convenţional
Conductă de actionare sau de comandă	
Incrucişare fără legătură	
Legătură între două conducte încrucişate	
Indicarea simplificată a conductelor în paralel	
Abur	
Condensat, apă de alimentare	
Apă brută	
Abur cu conţinut de ulei	
Apă cu conţinut de ulei	
Soluţii chimice	
Combustibil lichid	
Purjă, leşie, evacuări	
Aer	
Gaze	
Gaze arse	
Cărbune	
Alte materiale, zgură, cenuşă	

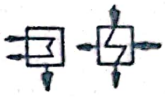
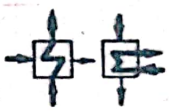
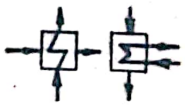
Scanned with OKEN Scanner

Denumirea	Semnul convenţional
Scheme pt. instalaţii cu materiale de mai multe feluri	
Amplificări de instalaţii	
Cazan de abur(în general)	
Cazan de abur fără supraîncălzitor	
Cazan recuperator(încălzit cu gazele de evacuare)	
Cazan electric de aburi	
Cazan de abur cu supraîncălzitor	
Cazan de abur cu focar pt. cărbune pulverizat	
Cazan de abur cu grătar	
Cazan de abur cu focar de cărbune pulverizat şi extracţia zgurei lichide	
Czan de abur cu focar pentru combustibil lichid	
Cazan de abur cu focar pentru gaze	

Anexa 0 (continuare)

Denumirea	Semnul convenţional
Generatoare de gaze şi focare	
Degazor pentru cărbune	
Generator de gaze pentru cărbune	
Focar pentru cărbune	
Focar pentru combustibil lichid	
Focar pentru gaze	
Schimbător de căldură prin suprafaţă	
Preîncălzitor de apă cu gaze arse	
Economizor	
Supraîncălzitor de abur cu gaze arse	

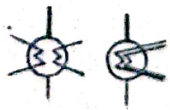
Anexa O (continuare)

Denumirea	Semnul convenţional
Supraîncălzitor intermediar cu gaze arse	
Preîncălzitor de apă, de suprafaţă, cu apă	
Preîncălzitor de apă de suprafaţă, cu abur, cu condensarea aburului	
Supraîncălzitor de abur cu condensarea aburului	
Supraîncălzitor de abur fără condensarea aburului	
Schimbător de căldură pentru gaze, cu gaze	
Schimbător de căldură prin amestecul fluidelor	
Preîncălzitor de apă de amestec cu abur	
Răcitor de abur cu injecţie de apă	
Turn de răcire	

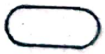
Anexa 0 (continuare)

Denumirea	Semnul convențional
Separator sau filtrul (în general)	
Separator de ulei din abur	
Separator de apă din abur	
Separator de praf. Ciclon (pentru gaze arse)	
Filtru centrifugal (pentru gaze arse)	
Filtru electric (pentru gaze arse)	
Filtru umed (pentru gaze arse)	
Filtru cu furtun (pentru gaze arse)	
Expandor de purjă	
Consumator de abur (în general)	

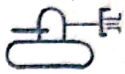
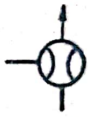
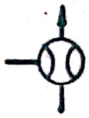
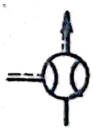
Anexa 0 (Continuare)

Denumirea	Semnul convenţional
Consumaor de abur fără suprafaţă de încălzire, fără recuperare	
Consumator de abur cu suprafaţă de încălzire	
Consumator de abur cu suprafaţă de încălzire, fără condensarea aburului	
Consumator de abur cu suprafaţă de încălzire, cu condensarea aburului	
Suflător de funingine	
Evacuarea în atmosferă	
Condensator de vapori (în general)	
Condensator de suprafaţă în circuit deschis	
Condensator de suprafaţă în circuit închis	
Condensator de suprafaţă cu două circuite	

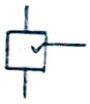
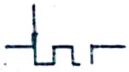
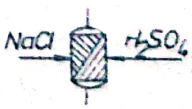
Anexa 0 (continuare)

Denumirea	Semnul convenţional
Condensator cu răcire cu aer	
Condensator de amestec	
Rezervor sau acumulator (în general)	
Rezervor închis fără presiune	
Rezervor închis cu saltea de abur	
Rezervor deschis	
Preaplin într-un rezervor	
Rezervor sub presiune	
Rezervor de apă cu preîncălzitor de amestec şi degazor	
Acumulator de căldură cu cădere de presiune	

Anexa O(continuare)

Denumirea	Semnul convenţional
Acumulator vertical (pentru egalizare de presiune, acumulator de gaze)	
Indicarea simplificată a conductelor care pătrund separat într-un degazor	
Injector sau ejector (în general)	
Injector	
Compresor cu jet	
Ejector cu abur pentru aspirarea aerului	
Ejector cu apă pentru aspirarea aerului	
Rezervor de reacţie	
Rezervor de amestec cu preîncălzire	

Anexa O (continuare)

Denumirea	Semnul convenţional
Saturator de var	
Agitator	
Agitator pentru soluţii	
Distribuitor pentru dozare	
Dozator	
Amestecător pentru dozator	
Filtru pentru epurarea apei(litera reprezintă substanţa de umplere: N=nisip,P=permutit, etc.)	
Filtru cu două stratnri (se va preciza natura straturilor)	
Filtru cu reacţie chimică	
Filtru cu reacţie chimică cu două regeneratoare	

Scanned with OKEN Scanner

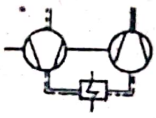
Anexa 0 (continuare)

Denumirea	Semnul convențional
Mașină de antrenare cu expansiunea fluidului	
Mașină cu piston	
Mașină cu ardere internă	
Mașină cu abur	
Turbină cu abur	
Turbină cu aer	
Turbină cu gaze	
Turbină cu abur	
Turbină cu abur cu prize nereglabile	

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 0(continuare)

Denumirea	Desenul convențional
Turbină cu abur cu prize reglabile	
Turbină cu abur cu dublu flux, cu admisia centrală	
Turbină cu abur cu dublu flux, cu admisie bilaterală	
Turbină cu două presiuni	
Turbină cu abur cu două corpuri	
Turbină cu abur cu două corpuri, cu dublu flux la partea de joasă presiune	
Turbină cu abur cu priză reglabilă, cu ventil de reglare a presiunii între cele două corpuri	
Turbină cu abur cu două corpuri, cu supraîncălzire intermediară	
Mașină antrenată(în general)	

Denumirea	Semnul convențional
Pompă centrifugală	
Pompă cu piston	
Pompă cu angrenaje (exemplu pentru ulei)	
Compresor, ventilator, suflantă, (în general)	
Compresor de aer	
Compresor de aer cu răcire intermediară	
Compresor cu piston	
Maşină de transport	
Transportor (exemplu pentru cărbune)	
Moară	

Anexa 1

Condiţiile tehnice ale ligniţilor, cărbuni bruni, huilelor şi antraciţilor

Denumirea	STAS	Clasă granulometrică mm	Umiditatea totală W_i^t %max	Cenuşă raportată la cărbunele anhidru A^{anh} %max	Sulf combustibil raportat la cărbunele anhidru S_c^{anh} %max	Materii volatile raportate la cărbunele anhidru V_c^{anh} %max	Putere calorifică inferioară, Q_i min kcal/kg
0	1	2	3	4	5	6	7
Cărbune brun-lignit din bazinul carbonifer Rovinari (Cariera CIcari-Rovinari)	8005-67		42,5	39,0	1,0	21,5	1850
Cărbunele brun-lignit din bazinul carbonifer Căpeni-(minele Horăşti-Leorda, Ploştina)	8007-77		43,5	35,5	1,0	22,0	1970
Cărbune brun-lignit din bazinul carbonifer Căpeni-Ba-							

Scanned with OKEN Scanner

0	1	2	3	4	5	6	7
raolt(minele Căpeni-Vîrghiş)	1320-67	0-50	50,0	25,5	1,12	22,0	2000
		50-350	50,0	15,5	1,25	24,5	2350
Lignit din bazinul carbonifer Sălaj	1319-62	sub 30	32-34	45-47	1,5	30-33	1900-2200
		30-350	35-37	27-29	2,5	38-41	2600-2800
Lignit din bazinul carbonifer Filipeştii de Pădure	1317-66	0-30	27,5	48,5	2,2	24	2020
		30-350	34,0	25,5	2,8	32	2700
Cărbune brun lemnos-lignit din bazinul carbonifer Doiceşti(mina Mărgineanca)	5371-56		31-33	38-40	2,8	32-35	2100-2300
Cărbune brun-lignit din bazinul carbonifer Voievozi	1318-67	0-30	35	41	3,0	21,5	2150
		30-350	38	26	3,5	25,0	2500
		0-350	36	35	3,3	23,0	2350
Cărbune brun-lignit din bazinul carbonifer Doiceşti (mina Sotînga)	1316-55		35-37	32-34	3,3	41..44	2200 - 2370
Cărbune brun-lignit din bazinul carbonifer Ojasca	1778-51	0-30	22,5-24,5	43,5-46,5	3,8	28..34	2200-2350
		30-350	25,0-26,0	29,0-31,0	4,9	37..42	2850-3000

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 1 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7
Cărbune brun-lignit din bazinul carbonifer Cîmpulung-Muscel	1315-67	0-30	31.0	32.0	1,0	25,5	2725
		30-400	33,0	17,5	1,0	30,0	3350
Cărbune brun mat din bazinul carbonifer Comănești.		0-16	11,0-13	43-45	32-36	3,5	3100-3300
		5-16	11-13	41-43	34-36	3,5	3200-3400
		16-300	11-13	32,5-34,5	36-40	3,5	3700-3960
	1047-56	0-300	11-13	36,8-38	35-39	3,5	3500-3700
Cărbune brun mat din bazinul carbonifer Tebea		0-350	24-26	24-26	35-38	2,0	3400-3550
	5067-61	30-350	24-26	23-25	35-38	2.0	3450-3650
Cărbune brun mat din bazinul carbonifer Sorecani		0-16	11.5-13,5	41-44	26-30	5,0	3200-3400
		0-30	11,5-13,5	38,5-42	26-30	5,0	3200-3500
		16-350	11.5-12,5	29-31	31-35	6,0	3900-4100
	1267-55	30-350	11,5-12,5	28-30,5	31-35	6,0	4000-4200
Cărbune din bazinul carbonifer Valea Jiului (sort 0-0,5 mm) -preparația Lupeni	4842-55	0-0,5	25-27	16-18	2,9	33-38	4500-4700
-preparația Petrila			27,5-28,5	17-19	2,9	37-42	4150-4300

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 1 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7
-Huila de cocs pentru scopuri termice		0-30(m)	7,0-9.0	53-55,5	1,7	14-16	3200-3500
-Sorturile 0-30 (brut) 0-30(mixt)							
0-2 (nămolos)		0-2	2,5-4,5	30-40	2,2	18-20	4500-4850
60-400(tăciunos)		60-400	0,6-2,6	28-31	2,5	21-23	5400-5700
Cărbune din bazinul carbonifer Baia Nouă (huilă pentru scopuri energetice)	1721-60		3,0-5,0	32-34	0,5-1,0	10-14	4700-5000
Cărbune din bazinul carbonifer Valea Jiului (preparaţia Petrila, huilă spălată pentru semicocs	6101-59		12-14	7-9	,6-3	38-46	5500-5700
Cărbune din bazinul Valea Jiului (preparaţia Lupeni, huilă de gaz spălată	4568-54	0-10	12-13,5	19-21	2,9	35-37	5200-5420
		10-80	4,5-6,5	17,5-19,5	2,9	35-37	5750-6050
Huila cocsificabila din bazinul carbonifer Secul	1186-50		4,0	22,5	1,3	20-28	6000

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 1 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7
Cărbune din bazinul carbonifer Anina. Huilă de cocs spalată pentru cocs siderurgic	4570-54	0-30	11,5-13,5	9,5-10,5	3,2	28-30	6000-6350
Huilă cocsificabilă din bazinul carbonifer Doman	1187-50		3,5	16,5	0,5	8-12	6500
Huilă de gaz spălată pentru cocs metalurgic din bazinul Valea Jiului(preparaţia Lupeni)	300-66	0-10	10	9,0	3,3	40,0	6460
		0-50	8,5	8,6	3,3	40,0	6596
Huilă spălată din bazinul Valea Jiului (preparaţia Petrila) Pentru scopuri energetice	299-50	10-80	6,5-8,5	16-18	1,9-3,0	35-40	5250-5550
		0-80	8-10	17,2-19,2	1,9-3,0	35-40	5120-5420
		20-40	6-8	16-18	1,9-3,0	35.40	5250-5550
		15-20	8-10	16-18	1,9-3,0	35-40	5200-5500
		10-20	9-11	16-18	1,9-3,0	35-40	5100-5400
		0-20	11,5-13,5	17-19	1,9-3,0	35-40	4900-5200
		3-15	10-12	17,5-19,5	1,9-3,0	35-40	5050-5350
		0-10	14-16	17,5-19,5	1,9-3,0	35-40	4750-5050

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 2.

Condiţiile tehnice ale benzinelor pentru automobile.

Tipul	CO/R 75	CO/R 90	COR/ 98
Cifra octanică, minimum:			
-metoda Research	75	90	98
-metoda Motor	70	80	90
Continut maxim de tetraetil de plumb, ml/l	-	-	0,60
Distilare:			
-10% volume distilă pînă la maximum °C	79	70	70
-50% volume distilă pînă la max., °C	145	120	120
-90% volume distilă pînă la max., °C	195	180	175
-temperatură finală de fierbere max., °C	205	205	205
-reziduu, % max. de volume	1,5	1,5	1,5
-reziduu+pierderi,% max. de volume	4,5	3,5	3,5
-Presiunea de vapori,max. torr	500	500	500
-Apă si impurităţi mecanice		lipsă	
-Aciditate minerală si alcalinitate		lipsă	
Aciditate organică, max. mg KOH/100 ml	3	2	2
Sulf, max. %	0,05	0,05	0,05
Gume actuale , max. mg/100 ml	7	3	3
Incercare la coroziune		negativ	
Perioada de inducţie, min. minute	300	600	600

Anexa 3

Condiţiile tehnice ale motorinelor

Tipul	+5	-5	-10	-15A iarnă	-15A vară	-15B	-25	-35
Culoare Union, (max)	4	4	4	2		4	3	3
Aspect	limpede	limpede	limpede	limpede		limpede	limpede	limpede
Indice Diesel, (min)	49	49	49	53		48	48	45
Punct de congelare,(max)°C	+5	-5	-10	-15	-5	-15	-25	-35
Cifra de iod,(max)g iod/100g	4	4	4	2		4	4	4
Impurităţi mecanice	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă		lipsă	lipsă	lipsă
Sulf,(max) %	0,25	0,25	0,25	0,25		0,25	0,25	0,25
Vîscozitatea la 20°C în:								
-°E	1,2-1,7	1,2-1,7	1,2-1,7	1,2-1,7		1,2-1,7	1,2-1,7	1,2-1,7
-cSt	2,5-8,5	2,5-8,5	2,5-8,5	2,5-8,5		2,5-8,5	2,5-8,5	2,5-8,5
Apă(metoda distilării),(max)%	0,03	0,03	0,03	0,03		0,03	0,03	0,03
Aciditate minerală şi alcalinitate	lipsă	lipsă	lipsă	lipsă		lipsă	lipsă	lipsă
Aciditate organică,mgKOH/100cm^3	8	8	8	5		5	5	5
Cocs în 10%,reziduu,(max)%	0,35	0,35	0,35	0,35		0,35	0,35	0,35
Cenuşă,(max)%	0,01	0,01	0,01	0,01		0 01	0,01	0,01
Pct. de inflamab. Pensky Martens,(min)°C	60	60	60	55		55	65	65
Distilare:-pînă la 300°C%(vol.min)	50	50	50	75		50	50	50
-pînă la 350°C%(vol.min)								
Incercarea la coroziune	88 rezistă	88 rezistă	88 rezistă	97 rezistă		88 rezistă	90 rezistă	90 rezistă
Puterea calorifică inf.(min) kcal/kg	9900	9900	9900	10000		9900	9900	-

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 4.

Condiţiile tehnice ale combustibililor pentru cazane şi cuptoare industriale (păcura, STAS 51-59)

Tip	15/10	25/10	25/20	25/42	30/25	35/30
Vîscozitate la 50°C, °E	15	25	25	25	30	35
Punctul de inflamabilitate (min)°C	90	90	100	90	90	90
Punctul de congelare (max.)°C	10	10	20	42	25	30
Puterea calorifică inferioară (min) kcal/kg	-	9500	9400	9500	9400	9400

Anexa 5.

Variaţia greutăţii specifice aparente (greutatea volumetrică) în funcţie de varietate, sortiment şi timp de depozitare

Varietatea de cărbuni naturali	Sortimentul de granulaţie	Timpul de depozitare	Valoarea greutăţii volumetrice (greutatea specifică aparentă) t/m³
Turbă	Calupuri pînă la 60x80x250	de la 1 la 3 luni	0,400-0,6000
		de la 3 la 6 luni	0,400-0,500
Lignit brut	0-30 mm	pînă la 3 luni	0,800-1,000
		3-6 luni	0,750-0,980
		peste 6 luni	0,720-0,950
	30-350 mm	pînă la 3luni	0,750-0,950
		3-6 luni	0,730-0,920
		peste 6 luni	0,700-0,900
Lignit ameliorat prin deshidratare	0-30 mm şi 0-40 mm	pînă la 3 luni	0,750-0,850
		3-6 luni	0,740-0,820
		peste 6 luni	0,700-0,800
	40-120 mm	pînă la 3 luni	0,700-0,800
		3-6 luni	0,680-0,800
		peste 6 luni	0,650-0,780
	30-350 mm	pînă la 3 luni	0,650-0,800
		3-6 luni	0,630-0,780
		peste 6 luni	0,620-0,750
Cărbune brun	0-30 mm	pînă la 3luni	0,850-1,000
		3-6 luni	0.820-0980
		peste 6 luni	0,890-0,950
	30-350 mm	pînă la 3 luni	0,800-0,950
		3-6 luni	0,800-0,920
		peste 6 luni	0,780-0,900

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 5 (continuare)

Huilă	indiferent sortimentul granulometric	până la 3 luni	0,880-1,000
		3-6 luni	0,870-1,000
		peste 6 luni	0,850-0,980
Antracit	indiferent sortimentul granulometric	până la 3 luni	0,900-1,100
		3-6 luni	0,870-1,000
		peste 6 luni	0,850-0,980

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 6

Numărul de probe elementare şi greutatea lor, în funcţie de mărimea ciururilor şi conţinutul de cenuşă

0	1				2				3				4				5			
Conţinutul de cenuşă	Pînă la 10% (inclusiv)				Dela 10% (exclusiv) Pînă la 15% (inclusiv)				Dela 15% (exclusiv) pînă la 20% (inclusiv)				Dela20% (exclusiv) pînă la 30% (inclusiv)				Peste 30%			
Cărbune sortat trecut printr-un singur ciur:																				
Mărimea ochiurilor ciurului (mm)	10	30	50	80	10	30	50	80	10	30	50	80	10	30	50	80	10	30	50	80
Greutatea probei elementare în kg.(minimum)	0,5	1	2	3	0,5	1	2	3	0,5	1	2	3	0,5	1	2	3	0,5	1	2	3
Numărul de probe elementare minimum	30	30	30	30	46	46	46	46	70	70	70	70	80	80	80	80	90	90	90	90
Greutatea probei totale în kg.(minimum)	15	30	60	90	23	46	92	138	35	70	140	210	40	80	160	240	45	90	180	270
Cărbune sortat rămas pe ciur la o singură ciuruire:																				
Mărimea ochiurilor ciurului în mm.	10	30	50	80	10	30	50	80	10	30	50	80	10	30	50	80	10	30	50	80
Greutatea probei elementare în kg.(min)	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	20	20	20	20
Numărul de probe elementare																				

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 6(continuare)

0	1				2				3				4				5			
minimum	45	45	45	40	50	45	50	45	55	55	55	50	70	70	70	65	45	45	45	45
Greutatea probei totale în kg.(minimum)	270	270	270	240	300	270	300	270	330	330	330	300	420	420	420	390	900	900	900	900
Cărbune nesortat(granulaţia 0.....700mm):																				
Greutatea probei elementare, în kg (min)	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	20	20	20	20
Numărul probelor elementare (minimum)	50	50	50	50	50	50	50	50	65	65	65	65	70	70	70	70	50	50	50	50
Greutatea probei totale în kg.(minimum)	300	300	300	300	300	300	300	300	390	390	390	390	420	420	420	420	1000	1000	1000	1000

Anexa 7

Condiţiile tehnice ale combustibililor gazoşi artificiali

Combustibil	Proveniență	Putere calorifică inferioară kcal/m³N	Densitate kg/m³N	Compoziţie,% de volum (uscat) CO_2	CO	H_2	CH_4	C_nH_m	N_2	O_2
Gaz de furnal	C.S.Reşiţa	885-958	1,25-1,28	13-14	23-25	4-7,4	0,5-1	0,4-0,6	54-58	0,2-0,6
	C.S.Hunedoara	880-960	1,25-1,28	14-15	23-25	4-5	0,5-1	0,4-0,8	54-57	0,2-0,4
	U.V.Călan	780-1000	1,26-1,27	8-9	27-31	1,5-3,5	0,5-1	-	58-60	0,2-0,6
Gaz de cocserie	C.S.Reşiţa	3900-4200	o,48-0,58	2-4	9,5-10	53-58	22-25	2-4	3-5	0,2
	C.S.Hunedoara	3940-4250	0,52-0,62	4-6	8,2-8,8	51-55	22,5-26	2-4	7-7,5	0,2-1
	U.V.Călan	1050	1,5-1,6	11,1	4,9	4,4	6,7	1,1	71,6	0,2
Gaz de semicocsificare	U.V.Călan	1000	1,5-1,6	11,3	3,8	4,3	6,7	1,6	72	0,3

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 8.

Mărimea caracteristică	Tipul arzătorului TD 2	TD3
Incărcarea termică nominală, kcal/Nm^3	17000	25500
Puterea calorifică a gazelor combustibile, Kcal/Nm^3	8500	8500
Debitul nominal de combustibil, Nm^3/h	2,0	3,0
Presiunea de alimentare a combuszibilului , mm H_2O	250	250
Incărcarea termică maximă, kcal/h	67320	119000
Debitul maxim de gaz, Nm^3/h	7,92	14,0
Presiunea de alimentare maximă a combustibilului, mm H_2O	5000	5000
Incărcarea termică minimă, Kcal/h	9690	17000
Debitul minim de combustibil, Nm^3/h	1,14	2,0
Presiunea de alimentare minimă a combustibilului, mm H_2O	100	100
Debitul de combustibil în Nm^3/h la presiunea de:		
1000 mm H_2O	4,0	6,5
2500 mm H_2O	5,6	9,9
Depresiunea în focare mm H_2O	0,5-1,0	0,5-2,0
Lungimea flăcării în cuptorul de încercare, în m,la presiunea gazului de:		
100 mm H_2O	0,5	0,8
250 mm H_2O	0,6	1,0
5000 mm H_2O	1,75	3,8
Coeficientul de exces de aer la presiunea gazului de:		
100 mm H_2O	1,20	1,20
250 mm H_2O	1,15	1,15
5000 mm H_2O	1,10	1,10
Conţinutul de CO_2 al gazelor arse în întregul domeniu de utilizare, %	0,0	0,0
Stabilitatea flăcării	La funcţionarea în domeniul indicat flacăra nu trebuie să se rupă sau să se întoarcă. La întoarcerea flăcării nu este permisă nici o stingere.	

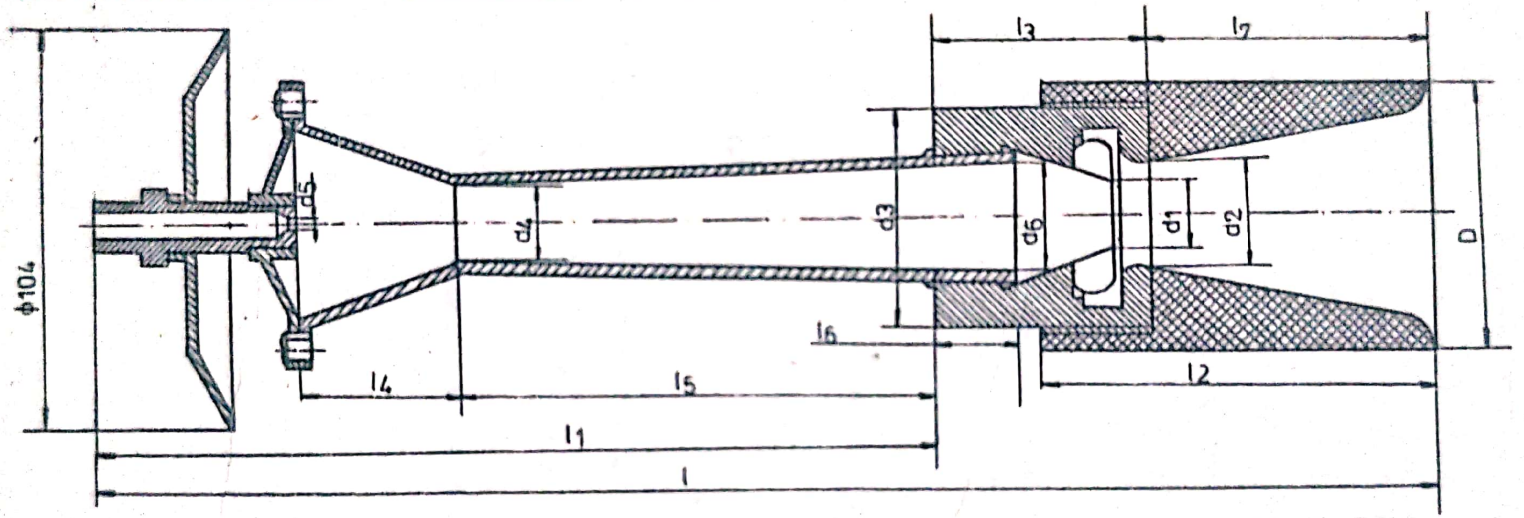


Fig. 1 Arzător tip TD

1-duză; 2-disc pentru reglarea aerului primar; 3-rozetă; 4-şurub; 5-tub confuzor-difuzor; 6-capul arzătorului; 7-piesă refractară

Anexa 8 (continuare)

Dimensiunile constructive ale arzătorului tip TD, în mm

Tipul	l	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	D	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6
TD2	492	307	145	80	60	202	32	105	96	25	41	70	30	3,25±0,05	40
TD3	627	417	150	100	72	303	32	110	105	32	48	85	36	4±0,05	50

Materiale utilizate la construcţia arzătoarelor tip TD

Poziţia	Denumirea reperului	Buc.	Materialul
1 1	Duză	1	Oţel hexagonal calibrat 24. STAS 2305-64/OL38
2	Disc pentru reglarea aerului primar	1	FC 15, STAS 568-61, sau ATO, STAS 201-59
3	Rozetă	1	FC 15. STAS 568-61
4	Surub	4	M5. STAS 3169-63
5	Tub confuzor-difuzor	1	FC 15, STAS 568-61
6	Capul arzătorului	1	FC 15, STAS 568-61
7	Piesă refractară	1	RCA 75, STAS 130-52

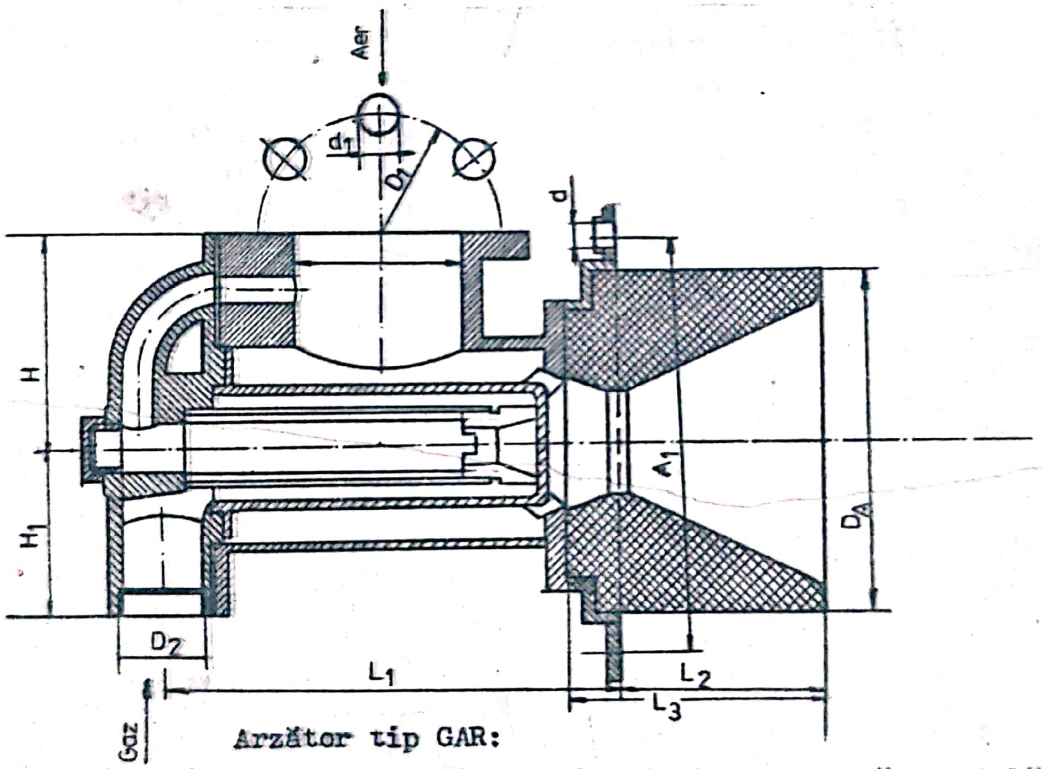
Scanned with OKEN Scanner

Anexa 9.

Caracteristicile funcţionale ale arzătoarelor GAR

STAS 4395-64

Tipul arzătorului	Presiunea de alimentare a arzătorului, mm H_2O				Debitul nominal m^3/h (15°C, 760 torr)		Lungimea flăcării °C	Temp. max. a flăcării	Încărcarea termică, kcal/h
	nominală		de utilizare						
	gaz	aer	gaz	aer	gaz	aer			
GAR 25	200	300	200-300	300-500	25	285	2,5	1300	200000
GAR 100	200	300	200-300	300-500	100	1138	3,8	1350	800000
GAR 200	200	300	200-300	300-500	200	2270	5,4	1400	1600000



Arzător tip GAR:

1-corp interior;2-corp exterior;3-distribuitor;4-placă frontală;5-injector reglabil;6-tub central;7-vizor;8-piesă refractară.

Dimensiunile arzătoarelor tip GAR

Tipul	A	A_1	b	L_1	L_2	L_3	D	d	H	H_1			D_2	D_1	d_1	Greutate
GAR25	200	270	372	260	180	230	52	18	127	95	60°	20°	20°G1"	110	14	45
GAR100	240	310	412	335	180	230	104	18	147	111	60°	20°	20°G2"	170	18	71
GAR200	300	380	477	472	250	300	175	22	225	163	60°	25°	25°G3"	255	18	153

Anexa 10

Caracteristicile injectoarelor tip IPM

Tipul arzătorului	Debit de combustibil kg/h	Nr de fante de turbionare a aerului	Diam. cam. de turbionare, mm.	Excentricitatea fantelor de turbionare, mm.	d mm	l mm	l_1 mm	l_2 mm
IPM3	900	2	12	5	3,7	7	1203	952
IPM4	600	2	12	5	3	5	1203	952
IPM5	450	2	12	5	2,5	5	1028	777
IPM	320	2	14	6,5	3	5	1147	895

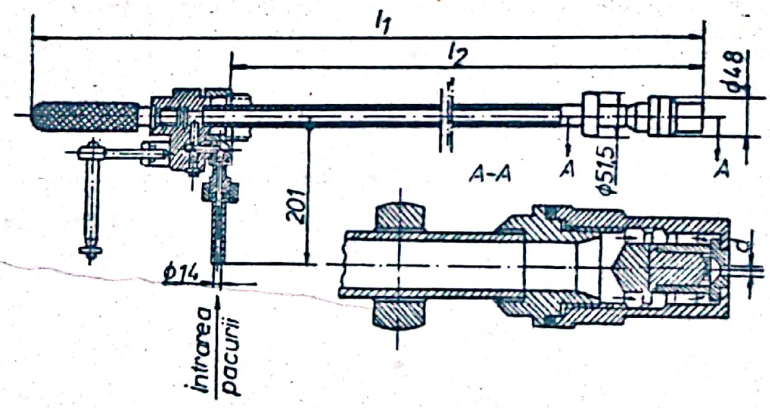


Fig.3 Injector tip IPM

Anexa 11

Clasificarea după refractaritate. STAS 130-66

Denumirea	Indicator piroscopic I.P.	Con Seger SK	Temperatura °C
Produse cu refractaritate normală	158-175	26-34	1580-1750
Produse cu refractaritate mare	177-200	35-42	1770-2000
Produse cu refractaritate foarte mare	-	-	peste 2000

Clasificare după compoziţia chimică a materialelor refractare STAS 130-66

Denumirea	Simbol	Componenţa principală	Conţinut % min.	Conţinut % max	Materii prime fabricaţie
Silicioase	RA	SiO_2	93	-	Mase de roci cuarţoase măcinate, aglomerate cu var sau liant, fasonate şi apoi arse.
Silico-aluminoase	-	Al_2O_3 SiO_2	-	-	Amestec de materii silico-aluminoase avînd un conţinut de 15-75% Al_2O_3
Silico-argiloase:	RB	Al_2O_3	15	30	Argile refractare cu adaps de cuarţite sau argile refractare, caolin cu conţinut natural de nisip, cuarţos cu sau fără adaos de şamotă refractară, fasonate uscate, arse.
-semiacide	RB_1	SiO_2	65	85	
		Al_2O_3	12	30	
-antiacide	RB_2	SiO_2	65	85	
		Al_2O_3	12	30	
		Na0+ K_2O	3	6	
De şamotă		Al_2O_3	30	45	Samotă refractară aglomerată cu argilă refractară crudă,
-simple	RC	Al_2O_3	30	40	

					fără adaosuri
Magnezitice(pe bază de periclas)	RH	MgO	85	95	Mase din oxid de Mg clincherizat sau topit eventual cu adaosuri, aglomerate cu liant,fasonate,uscate,apoi arse(sau nearse).
		Fe_2O_3	3	10	
Dolomitice	RH	CaO	48		Mase obţinute din dolomită arsă pînă la clincherizare întrebuinţate sub formă de clincher sau cărămizi fasonate,uscate şi arse cu conţinut echimolecular în CaO şi MgO sau cu exces de MgO.
Semistabilizate	RHM				Mase obţinute ca mai sus din dolomită semistabilizată(CaOliber) aglomerată cu liant care să protejeze CaO liber faţă de acţiunea apei sau a CO_2
Stabilizate	RHS				Mase obţinute ca mai sus din dolomită stabilizată(CaO stabil) faţă de acţiunea apei sau a CO_2
Forsteritice	RIB	MgO	45	65	Mase din roci silicomagneziene cu adaosuri de Mg sau magnezit, arse şi aglomerate cu un liant,fasonate,uscate,arse sau nearse. MgO este legat predominant sub formă de forsterită($2MgO\ SiO_2$)
		SiO_2	30	45	
Spinelice	RLC	MgO	30	40	Mase din amestecuri de Mg cu bauxită sau alu-

					fasonată, uscată arsă
-îmbogățite cu alumină	RCA	Al_2O_3	38	45	Idem, cu adaos de alumină calcinată
-cu adaos de bauxită	RCB	Al_2O_3	38	45	Idem, cu adaos de bauxită calcinată
Aluminoase	RD	Al_2O_3	45	62	Mase din materiale aluminoase (bauxită, disten, alumină calcinată, etc.) aglomerată cu argilă crudă, fasonate, arse.
Superaluminoase		Al_2O_3	62	72	Mase cu conținut ridicat de Al_2O_3 cu sau fără lianți, fasonate sau pulverulente, arse sau nearse
Mulitice	RE	Al_2O_3	62	72	Idem, fără adaos
Mulitice cu adaosuri					
-alumină	REA	Al_2O_3	62	72	Idem cu adaos de alumină calcinată
-bauxită	REB	Al_2O_3	62	72	Idem cu adaos de bauxită calcinată
-corindon	REC	Al_2O_3	62	72	Idem, cu adaos de corindon
Corindonice	RF	Al_2O_3	90	-	Mase cu conținut ridicat de Al_2O_3 cu sau fără lianți, fasonate sau pulverulente, topite, arse sau nearse.
Magneziene		MgO			Mase din materii prime magneziene naturale și fabricate cu sau fără lianți, fasonate sau pulverulente topite, arse sau nearse cu sau

Scanned with OKEN Scanner

		Al_2O_3	55	65	miná calcinată, arsă, măcinate, aglomerate cu un liant, fasonate uscate şi arse
Cromitice	RMC	Cr_2O_3	cca30	-	Mase de cromit, cu adaosuri (magnezit? bauxită), aglomerate cu un liant, fasonate, uscate, arse.
Cromomagneziticе	RMB	Cr_2O_3	16	30	Mase de cromit şi magnezit, arse, aglorate cu un liant, fasonate, uscate, arse.
		MgO	40	-	
Carborundice	RT	-	50	95	Carbură de Si, uneori în amestec cu şamotă aglomerată cu argilă sau alt liant, fasonată, uscată, arsă.
Carbonice	RR	C			Mase de materii prime carbonice, aglomerate cu lianţi pulverulenţi sau fasonate, arse sau nearse.
Speciale	RS				Mase de compuşi de metale, carburi, oxizi, nitruri, boruri cu sau fără lianţi fasonate sau pulverulente, topite, arse sau nearse.

Anexa 12

Cărămizi normale paralelipipedice

Simbol	l	b	h*)	Volum, dm^3
N1	230	114	65	1,70
N2	230	172	65	2,57
N3	230	114	32	0,84
N4	230	230	65	3,44
N5	230	150	75	2,59
N6	250	124	65	2,015
N7	250	187	65	3,04
N8	250	124	32	0,99
N10	250	250	65	4,06
N11	250	150	65	2,44
N11	300	150	65	2,925
N12	300	150	100	4,50
N13	345	150	75	3,88
N14	350	150	65	3,41

*) Incepînd de la 01.01.1970, valoarea de 65 mm se înlocuieşte cu valoarea de 64 mm.

Cărămizi pene lungi

Simbol	h	l	b*)	b_1	Volum dm^3	R**)
PL1	230	114	65	55	1,57	1265
PL2	230	114	65	45	1,44	517,5
PL3	230	114	65	35	1,31	268
PL4	230	172	65	55	2,37	1265
PL5	230	172	65	45	2,18	517,5
PL6	230	172	65	35	1,98	268
PL7	230	230	65	55	3,17	1265
PL8	230	230	65	45	2,91	517,5
PL9	230	230	65	35	2,645	268
PL10	250	124	65	55	1,86	1375
PL11	250	124	65	45	1,705	562,5
PL12	250	124	65	35	1,55	292
PL13	250	187	65	55	2,805	1375
PL14	250	187	65	45	2,57	562,5

Scanned with OKEN Scanner

Simbol	h	l	b*)	b_1	Volum dm^3	R**
PL15	250	187	65	35	2,34	292
PL16	250	250	65	55	3,75	1375
PL17	250	250	65	45	3,44	562,5
PL18	250	250	65	35	3,125	292
PL19	250	124	70	60	2,015	1500
PL20	250	124	73	57	2,015	890
PL21	250	250	68	62	4,06	2583
PL22	250	150	65	55	2,70	1650
PL23	350	150	65	55	3,15	1925

*) Incepînd de la 01.01.1970 valoarea de 65 mm se inlocuieşte cu valoarea de 64 mm.

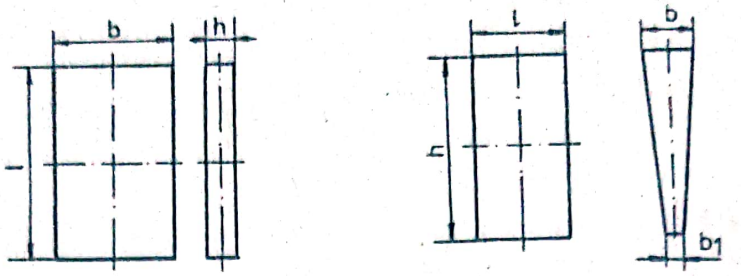
**) R- raza interioară

Cărămizi pene scurte

Simbol	h	l	b*)	b_1	Volum dm^3	R**
PS1	114	230	65	55	1,57	625
PS2	114	230	65	45	1,44	256,5
PS3	114	230	65	35	1,31	133
PS4	124	250	65	55	1,86	682
PS5	124	250	65	45	1,705	279
PS6	124	250	65	35	1,55	145
PS7	124	250	70	60	2,015	744
PS8	124	250	73	57	2,015	442
PS9	150	300	65	55	2,70	825
PS10	150	350	65	55	3,15	825

*) Incepînd de la 10.10.1970 valoarea de 65 mm se înlocuieşte cu valoarea de 64 mm

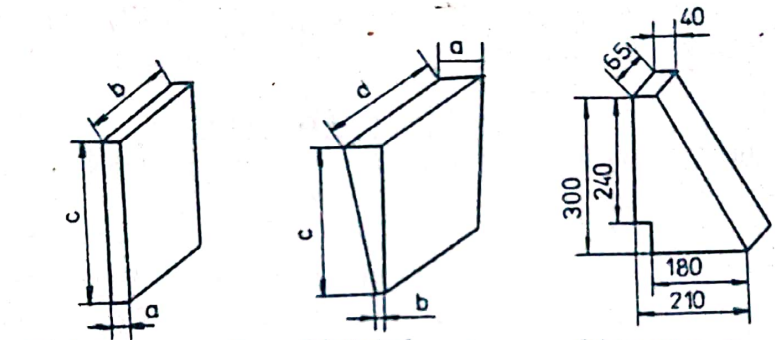
**) R-raza interioară



Cărămidă normală paralelipipedică

Caramidă normală paná lungă si scurtă

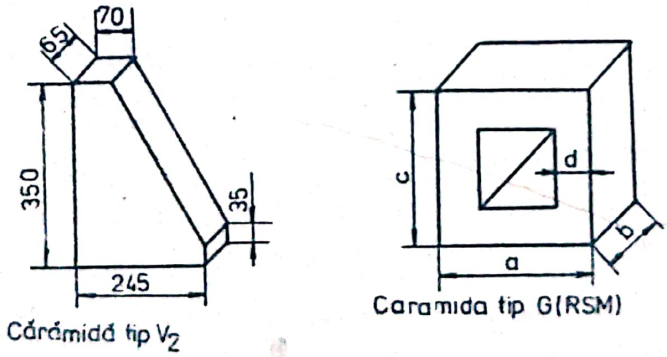
Fig.4 (Anexa 12)



Cărămidă normală pentru zidirea boltilor

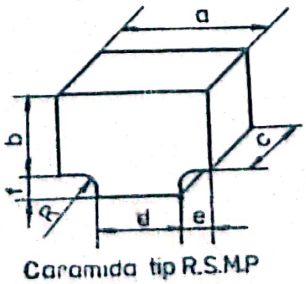
Cărămidă paná pentru zidirea boltilor

Cărămidă tip V_1



Cărămidă tip V_2

Caramida tip G(RSM)



Caramida tip R.S.M.P

Fig.5 (Anexa 13)

Anexa 13

Produse refractare silice pentru cuptoare Martin

Caracteristicile tehnice ale produselor refractare silica pentru cuptoare Martin (STAS 1852-66)

Caracteristici		RA2 73	RA2 71
Compoziţie chimică:			
	SiO_2% min.	95	94
	Al_2O_3% max.	1,5	2,0
	CaO % max.	2,0	2,5
Refractaritate min. I.P.		173	171
Densitate, g/cm^3		2,32-2,37	2,38-2,42
Porozitate aparentă max. %		20	22
Temperatura începutului deformării sub sarcină de $2kgf/cm^2$ min, °C		1660	1640
Rezistenţa la compresiune min, kgf/cm^2		275	250

Toleranţe la dimensiunile cărămizilor de silica pentru cuptoarele Martin

Tipul	RA2 73	RA2 71
până la 100 mm	±1,5 mm	± 2,5 mm
101-150 mm	±2,0 mm	±3,0 mm
151-250 mm	±3,0 mm	±4,0 mm
peste 250 mm	±1,5%	±2%

Cărămizi normale pentru zidirea boltilor

Tip	a	b	c	Volumul cm^3	Greutatea pe bucată în kgf la densitatea de $1,9g/cm^3$	Greutatea pe bucată în kgf la densitatea de $2g/cm^3$
SM1	65	150	300	2,92	5,5	5,8
SM2	65	225	300	4,39	8,3	8,7
SM5	65	150	350	3,41	6,4	6,8

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 13 (continuare)

SM7	65	25	350	5,12	9,7	10,2
SM9	65	150	400	3,90	7,4	7,8
SM11	65	225	400	5,85	11,1	11,7

Cărămizi pene pentru zidirea boltilor

Tip	a	b	c	d	Volumul dm^3	Greutatea pe bucată în kgf la densitatea de 1,9 g/cm^3	2 g/cm^3
1	2	3	4	5	6	7	8
SM2	65	55	300	150	2,70	5,1	5,4
SM4	65	55	300	225	4,05	7,06	8,1
SM6	65	55	350	150	3,15	5,9	6,3
SM8	65	55	350	225	4,72	8,7	9,4
SM10	65	55	400	150	3,60	6,8	7,2
SM12	75	70	300	150	3,26	6,1	6,5
SM14	77	70	400	150	4,41	8,3	8,8

Cărămizi tip G (RSM) pentru grătarele camerelor regeneratoare

1	2	3	4	5	6	7	8
G1	235	115	235	65	5,15	9,78	10,30
G2	235	100	235	65	4,32	8,20	8,64
G3	196	100	196	48	2,84	5,09	5,68

Cărămizi tip RSMP pentru grătarele camerelor regeneratoare

Tip	a	b	c	d	e	f	Volumul dm^3	Greutatea pe bucată în kgf la densitatea de 1,9g/cm^3	2g/cm^3
RSMP1	550	113	75	230	66	53	2,23	4,2	4,4
RSMP2	230	113	75	150	40	25	1,79	3,4	3,6
RSMP3	195	113	75	120	37,5	25	1,54	2,9	3,0
RSMP4	185	113	75	110	37,5	25	1,46	2,7	2,9

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 14

– Caracteristicile tehnice ale produselor de şamotă de uz general

Caracteristici	Clasa					
	RCA	RC	RC	RC	RC	RC
	75	73	71	69	67	58
Refractaritate, min. I.P.	175	173	171	169	167	158
Porozitate aparentă, %max.						
-plastic	25	25	25	25	25	25
-semiuscat	22	22	22	22	22	22
Densitate aparentă, g/cm^3 min.						
-plastic	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9
-semiuscat	2	2	2	2	2	2
Temp. începutului de înmuiere sub sarcina de $2 kgf/cm^2$ °C min.	1400	1350	1300	1250	1230	1200
Rezistenţă la compresiune la temp. obişnuită, kgf/cm^2, min.						
-plastic	200	200	150	150	150	150
-semiuscat	300	300	300	250	250	250
Permeabilitate la gaze, $\frac{m^3/h \cdot cm}{m^2 \cdot mmH_2O}$ max.	0,05	0,07	0,07	0,1	0,1	0,15
Rezistenţă la şoc termic, număr de cicluri	10	10	10	8	8	8

Observaţie.

Condiţiile înscrise pentru temperatura începutului de deformare sub sarcină, permeabilitate la gaze şi rezistenţă la şoc termic sînt informative.

Anexa 14

Toleranţele la dimensiunile produselor de şamotă

Dimensiuni	Abateri limită	
	calitatea I	calitatea II
Pentru cărămizile normale, la:		
-lungime	±3,5 mm	±5 mm
-lăţime	±2 mm	±3 mm
-grosime	±1,5 mm	±2 mm
Pentru produse fasonate:		
-pînă la 100 mm	±1,5	±2%
-peste 100mm pînă la 400mm	±2%	±(2% mm)
-peste 400mm	conform acordului între părţi	

Anexa 15

Caracteristicile tehnice ale cărămizilor de şamotă pt. cupt. de încălz. din ind. metalurgica (STAS 2744-65)

Caracteristici	clasa				
	RD75	RCA72	RC73	RC64	RC67
Compoziţie:					
$Al_2O_3+TiO_2$, min%	45	40	34	30	
Fe_2O_3, max.%	2,2	2,5	2,8	4	-
Refractaritate, min. I.P.	175	173	173	164	167
Porozitate aparentă, max%	20	20	22	25	25
Temp. începp. de înmuiere sub sarc. de 2kgf/cm^2, min. °C	1450	1450	1300	nu se normează	
Rezist. la compres., min. kgf/cm^2	250	250	250	200	200

Anexa 15

Caracteristicile tehnice ale cărămizilor de şamotă pentru cuptoarele din industria metalurgică (STAS 2744-65)

Caracteristici	Clasa				
	RD75	RCA73	RC73	RC69	RC67
Compoziţie:					
$Al_2O_3+TiO_2$, min. %	45	40	34	30	
Fe_2O_3, max. %	2,2	2,5	2,8	4	-
Refractaritate, min. I.P	175	173	173	169	167
Porozitate aparentă, max %	20	20	22	25	25
Temperatura începutului de înmuiere sub sarcina de 2kgf/cm^2, min. °C	1450	1450	1300	nu se normează	
Rezistenţa la compresiune min. kgf/cm^2	250	250	250	200	200

Anexa 16

Condiţiile tehnice ale cărămizilor silico-alumincase pentru cubilouri

Caracteristici	Clase A		Clase B	
	produse			
	de samotă	silico-argiloa se	de samotă	silico-argiloase
Compoziţie chimică:				
$Al_2O_3+TiO_2$, % min.	34	20	30	20
SiO_2, % min.	-	65	-	65
Fe_2O_3, % min.	3,5	3,5	-	-
Refracteritate, min. I.P.	171	169	167	164
Porozitate, max. %	24	24	24	24
Rezistenţa la compresiune, min. kgf/cm^2	150	150	150	150

Toleranţe la dimensiuni ale cărămizilor refractare silico-aluminoase pentru cubilouri

Dimensiunea	Toleranţa Clasele A şi B	
	Calitatea I	Calitatea II
Grosime	± 4 mm	± 5 mm
Lăţime	± 3 mm	± 4 mm
Lungime	± 2%	±(2%+1 mm)

Cărămizi refractare silico-aluminoase pentru cubilouri

Formă	Tip	a	b	c	d	R	Numărul cărămizilor într-un rînd
		mm					
Cărămizi înalte	C1	230	130	98	54	250	24
	C2	230	130	124	90	350	-
	C3	230	130	150	116	450	
	C4	230	130	117	95	550	36
	C5	230	130	137	112	650	
	C6	230	130	152	128	750	

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 16 (continuare)

Cărămizi plate	C7	75	230	150	90	350	24
	C8	75	230	175	116	450	
	C9	75	230	134	95	550	36
	C10	75	230	152	112	650	

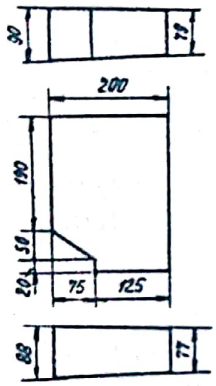


Fig.6 Cărămizi tip EB radiale

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 17

Caracteristicile tehnice ale produselor refractare termoizolatoare silico-aluminoase arse, fără adaos de substanţe combustibile.

Tipul	I-RB-12	I-RB-14
Densitate aparentă, g/cm^3 max.	1,2	1,4
Temp. începutului de deformare sub sarcina de 1 kgf/cm^2, °C min.	1100	1150
Conductivitate termică ( ) kcal/m.h.grd. max:		
-la 200 °C	0,25	0,30
-la 500 °C	0,35	0,38
-la 800 °C	0,40	0,45
Rezistenţa la compresiune kgf/cm^2 min.	40	50
Temperatura maximă de utilizare, °C.	1050	1100

Observaţie:

Condiţiile înscrise pentru conductivitatea termică sînt informative.

Anexa 18

Exemple de utilizare a betoanelor refractare

Denumirea agregatului termic	Locul utilizării	Produsul înlocuit	Betonul recomandat
Furnale	Fundaţii	Beton obişnuit	Beton refractar cu liant de ciment Portland sau aluminos
Regeneratoarele cuptoarelor Martin	Pereţii canalelor de fum Chesoanele regeneratoarelor	Cărămizi refractare de şamotă normale şi fasonate	Beton refractar cu liant de ciment P 300 sau P 500 şi aluminos
Cuptoare pentru turnătorie(uscare forme şi miezuri)	Pereţi monolit Căptuşeli uşi Vetre	Idem	Idem şi beton refractar termoizolant
Cuptoare pentru tratament termic	Construcţii monolit Căptuşeli uşi Vetre	Idem	Idem
Hale cu regim termic (turnătorii, forje, etc.)	Pardoseli	Beton obişnuit Cărămizi de construcţie	Beton rezistent la foc
Cuptoare de încălzire(laminoare, forje)	Canale de fum Vetre Pereţi	Cărămizi refractare de şamotă, magnezit(şi forsterită)	Beton refractar cu ciment aluminos sau Portland şi beton special(cu agregate bazice sau cu cromit)

Anexa 18 (continuare)

Denumirea agregatului termic	Locul utilizării	Produsul înlocuit	Betonul recomandat
Cuptor pentru arderea cărămizilor de construcţie (circulare şi cu camere)	Construcţii monolit Vetre Canale de fum	Cărămizi refractare de şamotă normale şi fasonate	Beton refractar cu ciment Portland sau aluminos
Cuptoare pentru arderea varului	Construcţii monolit ale tuturor elementelor componente	Idem	Idem
Cazane de abur	Bolţi, guri de arzătoare, uşi, canale de fum etc.	Idem	Idem şi beton special cu cromit
Coşuri de fum din beton armat	Căptuşela interioară	Cărămizi de şamotă	Beton rezistent la foc, sau refractar cu ciment Portland
La toate agregatele termice	Canale de gaze şi de fum uşicu registre etc.	Cărămizi refractare de şamotă normale şi fasonate	Beton rezistent la foc

Anexa 19

Alegerea produselor refractare pentru cuptoare folosite în metalurgia feroasă

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
Cuptor cu vatră pentru prăjire	-Vatra -Pereţi -Focarul	400-500°C abraziune	RC58 RC58 RC71, beton refractar
Cuptor rotativ pentru prăjire	Zidăria	800-900°C abraziune coroziune	RC69 RC71 beton refractar
Cuptor pentru prăjire cu pat fluidizat	Zidăria	700-900°C coroziune	RC67 Beton refractar
Furnal (fig. 7)	Vatra creuzetului (1)	1300-1400°C coroziune slabă	RCA77 RCA75
	Creuzetul (2)	1200-1800°C coroziune puternică	RCA77 RCA75 Masă RT
	Etalaj (3)	800-1300°C coroziune puternică	RCA75
	Pîntece (4)	800-1200°C coroziune usoară	RCA75
	Cuva, partea inferioară (5)	300-800°C coroziune, abraziune	RCA75
	Cuva, partea superioară(5)	300-800°C coroziune, abraziune	RC71
	Gît şi cupolă (6,7)	200-300°C abraziune puternică	RC71
	Conductă inelară (8)	800-1000°C	RC73 RCU1

Anexa 19 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru		Produsul refractar
Cauper (fig. 8)	Baza cauperului			RC69(D)
	Cele două treimi din înălţimea grătarului (1,b) şi pereţilor(2,b)	atmosferă oxidantă, coroziune, şoc termic	t_{aer} 900°C	RC73 (C)
			t_{aer} 900°C	RC69 (D)
	Treimea superioară din înălţimea grătarului (1,a) şi pereţilor (1,b)	coroziune, şoc termic	700-1250°C t_{aer} = 900-1550°C	RD75 (B)
			700-1400°C	RD77 (A)
			t_{aer}= 1050°C	RD77 (A)
			700-1200°C t_{aer} 900°C	RC73 (C)
	Cupola (4)	700-1500°C t_{aer}=900-1050°C t_{aer} 1050°C t_{aer} 900°C		RD75(B) RD77 (A) RC73 (C)
	Racord de aer cald (6)			RD75 (B) RD77 (A) RCU1
	Izolaţia mantalei şi conductelor (5)	800°C		RCU1 diatomit

Anexa 19 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
Cuptor Martin (fig.10)	Vatra şi pragul (5)	1600-1700°C coroziune abraziune	RG1
	Izolaţia vetrei (5)		RC69 (D)
	Stratul protector de uzură a vetrei		RG granule RO granule ROB granule
	Strat protector între şamotă şi magnezită la cuptoare mari (5)		RM
	Peretele din faţă (3)	1600-1700°C şoc termic coroziune	RG1 RM1 ROB
	Peretele din spate (4)	1650-1750°C coroziune	RG1 RN1 ROB
	Jgheabul de evacuare (10)	1650°C	RC75 RG1 RM1
	Bolţile uşilor şi orificiul de evacuare (14)	1650°C	RM1
	Boltă principală (1) bazică	1700-1850°C coroziune şoc termic	RM1 RA73
	Capetele de arde- re (2) şi pereţii frontali (3)	1700-1850°C coroziune, şoc termic	RM1 RG1 RAB
	bazici		
	acizi		RA73

Anexa 19 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
	Canalele verticale (8)	1550-1600°C abraziune puternică, coroziune eroziune	RM1 ROB
	Camera de zgură (7)	1550-1700°C coroziune eroziune	RM1 RA73 ROB RC69 sub vatră
	Bolta camerei regeneratoare (6)		RM1 RA73 RCA75
	Pereţii camerelor regeneratoare pînă la nivelul solului (6)	1130-1450°C coroziune soc termic	RA ROB RI
	Pereţii camerelor regeneratoare, sub nivelul solului (6)	450-1200°C eroziune	RC73
	Treimea superioară din înălţimea grătarului (9,a)	1300-1450°C eroziune coroziune	RA73 RCA75 RD75 RI RGI
	Cele două treimi inferioare din înălţimea grătarului (9,b)	450-1200°C	RC73 RC69
	Canalele de fum şi vatra camerei regeneratoare	450-750°C eroziune coroziune	RC73 RC69 beton refractar

Anexa 19 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
	Coşul	450-600°C	RC69 RC55 beton refractar
	Izolaţia	700-1500°C	RCU1
Cuptor electric pentru elaborarea oţelului (fig.9)	Vatra (1): acid	1400-1700°C coroziune	RA73
	bazic	1550-1700°C coroziune	RG1
	Pereţii laterali (2): acid	1450-1700°C abraziune coroziune	RA73
	bazic	1600-1800°C coroziune abraziune	RG1 RCB
	Bolta (capacul) (5) şi orificiile pentru electrozi (6): acid	1600-1700°C coroziune puternică soc termic	RA73
	bazic	1700-1800°C coroziune soc termic	RA73 RN1
	Jgheabul (3): acid	1450-1700°C	RC75
	bazic	1450-1700°C	RC75, RG1
	Uşi (4) acid	1600°C	RCA75
	bazic	1600°C	RC75
Cubilou (fig. 11)	Corpul superior (1) şi gura de încărcare (2)	sub 1200°C abraziune	RC67 RB69 masa monolitică
	Cuva (3)	1200°C	RC71 RC69

Anexa 19 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
	Creuzet(4,5,6,7,)	1400-1500°C coroziune	RC71 RB69 masă bătută semiacidă
Cuptor rotativ pentru fontă mecanică	Pereţii şi gura de încărcare	1450-1500°C coroziune abraziune	RC73 masă bătută semiacidă
Cuptor pentru maleabilizarea fontei	Gura de încărcare, vatra, pereţii gura de evacuare	1500-1750°C	RCA71
	Preîncălzitor de aer	1425°C şoc termic	RC73
Cuptor adînc pentru laminoare	Capacul	1200-1500°C	RC75 RB71 RA73
	Pereţi(de la boltă la arzătoare)	1200-1450°C coroziune şoc termic	RA73 RC73
	Pereţii(de la baza arzătoarelor la vatră	1200-1450°C coroziune şoc termic	RN1 RG1
	Vatra	abraziune coroziune şoc termic	RCA77 RG3 ROB
	Stratul protector al vetrei	coroziune zgură bazică	RG granule ROB granule
	Recuperatoare	400-1250°C şoc termic	RC71
	Regeneratoare	1100-1300°C şoc termic	RC71

Anexa 19 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
	Canale de gaz		RC69
Cuptor cu propulsie	Zona de preîncălzire (vatra, pereţii bolta, zona de ardere si egalizare	1300°C	RC67 beton refractar
	Vatra	1300–1450°C	RC75 RG3 RM3
	Pereţii	1300–1450°C	RC75 EA71
	Bolta	1450°C coroziune slabă	RA73 RC75 RCA75
	Casa arzătoarelor, zona de egalizare	1500°C	RC75 RCA75
	Recuperatoarele (bolta şi grătarele)	şoc termic	RC73
	Recuperatoarele (pereţii)	şoc termic	RC69
	Canale de fum		RC58 beton refractar
Cuptor Carusell	Capac (boltă)	max. 1500°C	RA71
	Pereţii	1450°C	RC69
	Vatră	1450°C coroziune abraziune	RM3 RG3 RI

Anexa 19 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
Cuptor pentru tratamente termice (fig.12)	Bolta (3)	600-1350°C	RC71 sau RC69 în funcţie de temperatură
	Pereţii (1)	600-1350°C şoc termic	RC71 sau RC69 în funcţie de temperatură
	Zona arzătoarelor (2)	1400°C	RC75
	Vatra (4)	1300°C coroziune, abraziune, şoc termic	RE69 ROB beton ROB
	Canalele de gaze (5)	1000°C	RC67 beton refractar
	Uşi, şubere (6)		RC67, beton refractar
Cuptor pentru forjă (fig. 13)	Boltă (1)	1300-1400°C şoc termic	RC75
	Pereţi (2)	1350°C şoc termic	RC71
	Zona arzătoarelor	1450°C coroziune şoc termic	RC75 RCA75
	Vatra (3)	1300-1400°C coroziune	Rb3 RI RC71
	Camere recuperatoare (4)		RC73 RC69 RCU1

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 12 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
	Canale de fum (5)		RC69 RCU1 beton refractar
	Uşi (6)		RC71 RCU1
Cuptor pentru uscat forme (fig.14)	Focar (1)	1000-1300°C	RC71 RCU1 beton refractar
	Spaţiul de lucru (2)	600-800°C	
	Boltă şi canale (3,4)		RCU1 beton refractar

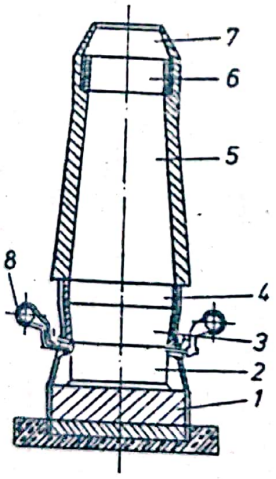
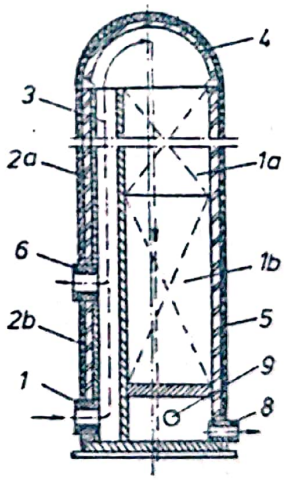


Fig.7 Furnal



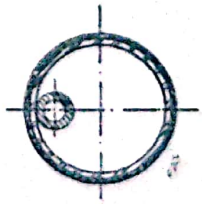


Fig.8 Cuptor

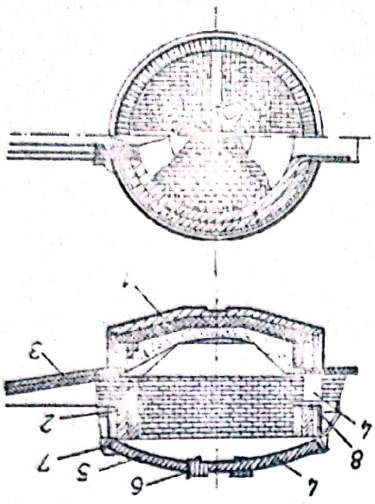


Fig. 9 Cuptor electric pentru elaborarea oţelului

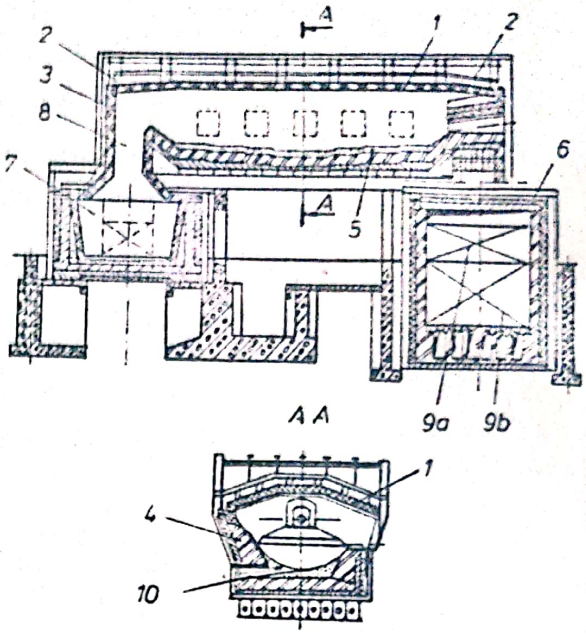


Fig.10. Cuptor Martin

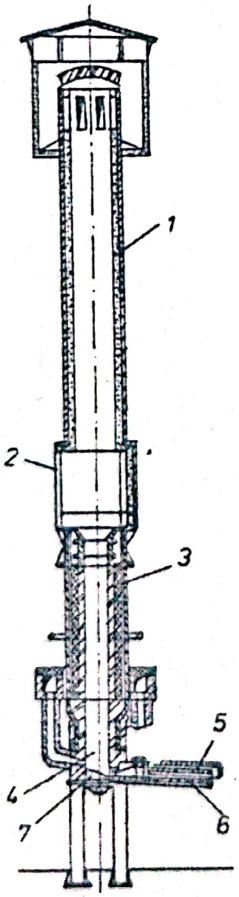


Fig.11 Cubilou

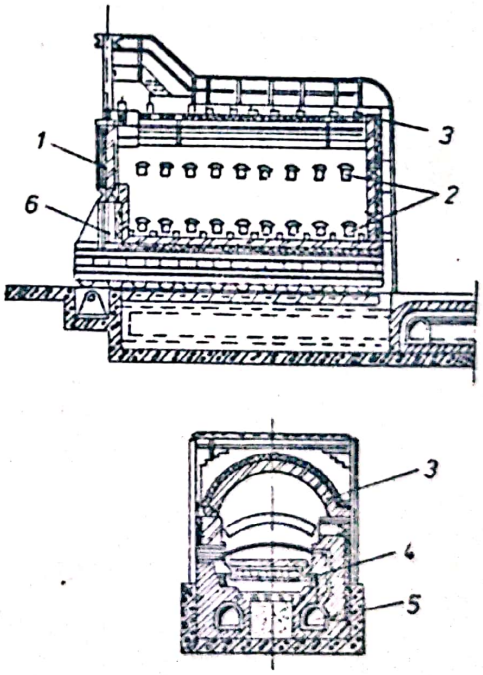


Fig.12 Cuptor pentru tratamente termice

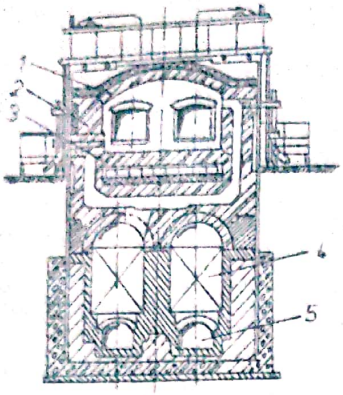
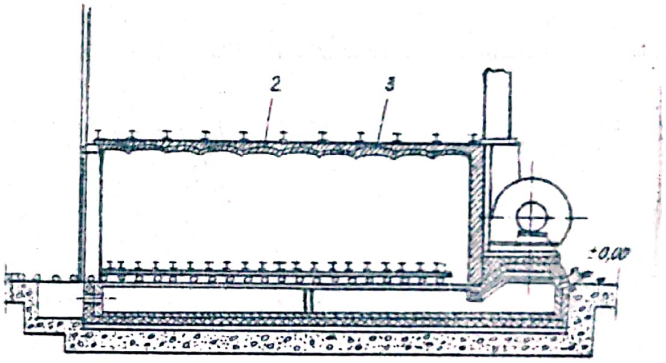


Fig.13 Cuptor pentru forjă



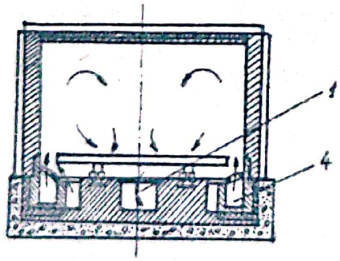


Fig.14 Cuptor pentru uscat forme

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 20

Alegerea produselor refractare pentru cuptoarele folosite în metalurgia neferoasă

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
Cuptor cu vetre multiple	Vatra	900°C abraziune coroziune	RC67 beton refractar
	Pereţii	900°C	RC67 beton refractar
	Izolaţia mantalei		diatomit
Cuptor cu benzi de aglomerare	Bolta la camera de aprindere a benzii	1400°C	RCA75 RN73
	Pereţii camerei de aprindere a benzii bolta cuptorului gîtul, pereţii, vatra		RC75
Cuptor Dwight-Lloyd	Vatra mobilă	1000°C soc termic	RC71
	Focarul	1400°C	RC75
Cuptor Water-Jacket	Partea inferioară	1000-1200°C presiunea de 300-1000 mm CH_2O	RG masă bătută
	Partea superioară a cuvei	1000°C abraziune	RC73
	Creuzetul, orificiul de evacuare jgheabul		RG3
	Inchizătorul hidraulic bolta cotlonului, pereţii cotlonului		RC67 RC73

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 20 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
Cuptor cu creuzet	Vatra		RC75
	Pereţii		RCA75 RG1
	Bolta		RCA75
Cuptor pentru rafinarea plumbului	Vatra	1100°C coroziune abraziune	RC69 beton refractar
	Pereţii	1100°C coroziune intensă, eroziune soc termic	RC73 RG3 RHS beton RHS
	Bolta	coroziune soc termic	RCA75
	Camera focarului	1150°C	RC73
Cuptor reverber pentru cupru	Bolta	1350-1550°C soc termic slab	RA71 RG1
	Pereţii	1540°C coroziune	RC73 RA73 RG1
	Pereţii focarului	1570°C coroziune abraziune soc termic	RC75 RA73 RG1
	Vatra	1370-1550°C coroziune abraziune	RC73 RA71 RG3
	Regeneratoare, recuperatoare	1300°C coroziune	RC71
	Canale de fum		RC58 beton refractar
	Gura de evacuare		RM3 RG3

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 20 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
Cuptor de topire cu flacără pentru elaborarea matei (fig. I5)	Boltă (1)	1250-1550°C	RA73 RG1
	Gurile de încărcare (în boltă) (2)	1350-1550°C abraziune, coroziune, şoc termic	RM1 RG1
	Pereţii laterali (3)	1000-1450°C	RA71 RG1
	Gura arzătoarelor (7)	RM1	RM1 RG1
	Izolaţia		RCU1 diatomit
	Gurile de evacuare din pereţii laterali (4)	1300°C coroziune puternică, abraziune şoc termic	RG3 RM3
	Vatra (5)	1250-1550°C coroziune puternică, abraziune presiune hidrostatică	RA73 RC73 masă bătută acid
	Canalul de fum	1200-1300°C coroziune	RCA75
Cuptor pentru rafinarea cuprului	Zona arzătoarelor	coroziune puternică	RC75
	Bolta	1550°C şoc termic	RC71 RA75
	Pereţii laterali	1400-1500°C coroziune puternică, şoc termic	RC73 RC71 RG1
	Vatra	1230°C abraziune	RG3
	Focare şi grătare	1540°C coroziune şoc termic	RC73

Anexa 20 (continuare)

Cuptorul	Elementul	Condiţii de lucru	Produsul refractar
	Canale pentru gaze	1540°C eroziune	RCA75 RG3
	Canal de fum		RC58, beton refractar
	Coş		RC58, beton refractar
Cuptor rotativ pentru extracţia zincului (tip Wolf)	Zona de preîncălzire	800°C	RC67 RC71
	Zona de ardere	1350°C abraziune coroziune	RC75 RM3
	Zona de răcire		RC71 RC69
Cuptor pentru reducerea şi rafinarea zincului	Bolta şi zidăria spaţiului de lucru	1400-1500°C	RA73 RC71
	Pereţii		RCA75 RCA77
	Vatra		RC73 RA73
	Canalele de gaze		RC75
	Bolta şipartea superioară a pereţilor camerelor regeneratoare		RC73
Cuptor cu creuzet	Zidăria	coroziune eroziune	RC71 RB71
	Tenculiala zidăriei	coroziune eroziune	mortar MRC69
	Retortă sau creuzet		RC75 RRc

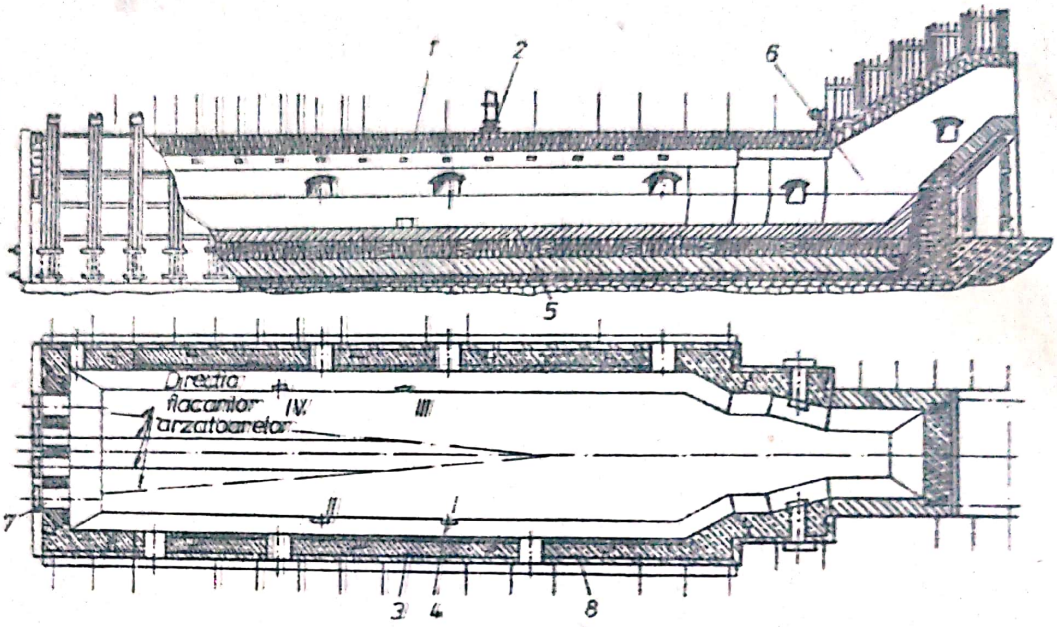


Fig.15 Cuptor de topire cu flacără pentru elaborarea matei

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 21

Termometre cu rezistenţă electrică fabricate de I.S.Automatica

Valoarea rezistenţei elementului sensibil este:
-elementul de cupru: $100\pm0,1$ sau $53\pm0,1$ la $0^{\circ}C$;
-elementul de platină: $100\pm30,1$ la $0^{\circ}C$.
Termometrele cu rezistenţă electrică se execută cu unul sau două elemente sensibile(în aceeaşi teacă).

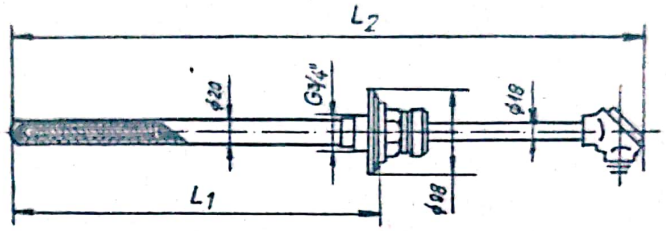


Fig.Termometrul cu rezistenţă electrică,dimensiuni.

Caracteristici tehnice:
-domeniul de măsurare:
elementul de cupru $-50^{\circ}C-+150^{\circ}C$
elementul de platină $-200^{\circ}C-+350^{\circ}C$
-dimensiunile de execuţie şi greutatea conform figurii şi tabelului alăturate.

Lungimile şi greutăţile termometrelor cu rezistenţă electrică

L_1,mm	160	200	250	300	350	400	500	600	700	850	1000	1200	1400
L_2,mm	390	430	480	530	580	630	730	830	930	10301230		1430	1630
Greutatea circa kgf.	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5	2,9	3,1	3,5

Anexa 22

Caracteristicile tehnice ale termorezistentelor

Domeniul de temperatură şi precizie	Simbolul	Tip Simplu	Tip Dublu	Tip Spec.	Valoarea rezistenţei ohmi	Toleranţe ohmi	Diametrul tubului de protecţie mm	Materialul tubului de protecţie O	K	ST3	FW	Fixarea F	G1	G3/4"
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
-200°C-	Pt 50 A	X	-	-	50	±0,06	12	X	X	X	-	X	-	-
+500°C	Pt 50 A	X	-	-	50	±0,06	20	X	X	X	-	X	-	-
Pt	Pt 100A	X	-	-	100	±0.12	20	X	X	X	-	X	-	-
Precizia:	Pt 50 A	-	X	-	50	±0,06	20	X	X	X	-	X	-	-
±3°C	Pt 100A	-	X	-	100	±0,12	20	X	X	X	-	X	-	-
între	Pt 50 A	X	-	-	50	±0,06	12	-	X	X	X	-	-	-
-200°C	Pt 50 A	X	-	-	50	±0,06	20	-	X	X	X	-	-	-
şi +100°C	Pt 100A	X	-	-	100	±0,12	20	-	X	X	X	-	-	-
±3°C	Pt 50 A	-	X	X	50	±0,06	20	-	X	X	X	-	-	-
între	Pt 100A	-	X	X	100	±0,12	20	-	X	X	X	-	-	-
+100°C şi	Pt 50 A	X	-	-	50	±0,06	20	-	X	X	-	-	X	-
+500°C	Pt 100A	X	-	-	100	±0,12	20	-	X	X	-	-	X	-

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 22 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0-100°C Precizie ±0,3°C	Pt 50	-	-	X	50	±0,06	-	-	-	-	-	-	-	-
0-50°C Precizie ±0,3°C	Pt 50	-	-	X	50	±0,06	-	-	-	-	-	-	-	-
-200°C +50°C Precizie ±0,3°C	Pt 50	-	-	X	50	±0,06	-	-	-	-	-	-	-	-

Observaţie:

X-se fabrică; -nu se fabrică.

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 23

Simbolizarea termocuplurilor fabricate de I.S. Automatica în funcție de materialul tecii

Simbolul	Materialul tecii
TT-J-01	Ceramică
TT-J-02	Metalică, din oțel OLT 35 pentru fier-constantan și oțel refractar(pe baza înțelegerii prealabile) la celelalte termocupluri

Simbolizarea termocuplurilor fabricate de I.S. Automatica în funcție de modul de fixare

Simbolul	Modul de fixare	Figura	Observații
TT-J-01/01	Flangă	12.15	
TT-J-01/02	Bucșă crestată cu piuliță de strîngere	12.16	
TT-J-01/03	Piuliță sudată	12.17	
TT-J-02/01	Flangă	12.18	
TT-J-02/03	Flangă	12.20	Cu teacă ceramică interioară pe toată lungimea

Domeniile de măsurare ale termocuplurilor fabricate de I.S. Automatica

Termocuplul	Limita inferioară	Limita superioară	
		mers continuu	mers intermitent
	°C	°C	
Fier-Constantan	-200	600	900
Cromel-Alumel	0	1100	1200
Platină-Platină Rodiu	0	1300	1300

Anexa 25 (continuare)

Simbolizarea termocuplurilor fabricate de F.E.A. în funcție de modul de fixare

Modul de fixare	Simbolul	Modul de fixare	Simbolul
Flanșă mobilă	F	Niplu G 3/4"	G 3/4"
Flanșă sudată	FW	Niplu G 1"	G 1"

Simbolizarea termocuplurilor pe baza caracteristicilor termoelectrozilor

Domeniul de măsură		Natura termoelectozilor	Diametrul termoelectrozilor mm	Lungimea nominală mm	Culoarea capului	Simbol
Continuu	Intermitent					
0-450°C	550°C	Fier-Constantan	1,0	250 1000 2000	galben	ICI
0-650°C	850°	Cromel-Alumel	0,65	250 1000 2000	albastru	CAC
0-750°C	950°C		1,0	250 1000 2000	Albastru	CAl
0-900°C	1100°C		2,3	250 1000 2000	albastru	CA2
0-1000°C	1200°C		3,2	250 1000 2000	albastru	CA3
0-1400°C	1600°C	Platină Platină 87% Rodiu 13%	0,5	500 1000	negru	PR

Anexa 23 (continuare)

Simbolizarea termocuplurilor pe baza caracteristicilor

tecilor

Materialul	Simbolul	Diametrul mm	Temperatura (°C) Normală	Maximă
Oţel carbon (OLT 45)	K	12 15 20	600	800
Oţel inoxidabil	ST 3	12 15 20	500	950
Otel refractar	P 4	20	1050	1200
Ceramică aluminoasă	PT-1	17	1500	1550

Variantele termocuplurilor Cromel-Alumel

Domeniul de măsurare (°C) Continuu	Intermitent	Simbol	Tip	Teacă de protecţie Calitate	Diametru mm	Modul de prindere	Lungime de imersie mm
0-650	850	CA0	Simplu	K;ST-3	12	F;FW;G3/4	230
			Dublu		15	F;FW;G1"	240
0-750	950	CA1	Simplu	K;ST-3	12	F;FW;G3/4	230
			Dublu		15	F;FW;G1"	240
0-900	1100	CA2	Simplu	K;ST-3	20	F;FW;G3/4"	230
			Dublu	P-4	22	F;FW;G1"	240
0-1000	1200	CA3	Simplu	K;ST-3	20	F;FW;G3/4"	290
			Dublu	P-4	22	F;FW;G1"	300

Anexa 23 (continuare)

Lungimile şi greutăţile termocuplelor fabricate de I.S. Automatica

Tipul termocuplului	Figura	Valori										
TT-J-01-01	L, mm	400	500	600	700	800	900	1000	1250	1500	-	-
TT-J-01-03	L_1, mm	100	200	200	300	300	300	300	300	300	-	-
	G, kgf	1,10	1,30	1,40	1,60	1,60	1,65	1,70	1,80	2,00	-	-
TT-J-0,1-03	L, mm	900	500	600	700	-	-	-	-	-	-	-
	L_1 mm	100	200	200	300	-	-	-	-	-	-	-
	G, kgf	1,40	1,60	1,70	1,90	-	-	-	-	-	-	-
TT-J-02-01	L, mm	-	500	600	700	800	900	1000	1250	1500	1750	2000
	L_1 mm	-	200	200	300	300	300	300	300	300	300	300
	G, kgf	-	1,70	1,85	2,00	2,20	2,40	2,60	3,00	3,45	3,90	4,30
TT-J-02-02	L, mm	400	500	600	700	800	900	1000	-	-	-	-
	L_1, mm	100	200	200	300	3000	300	300	-	-	-	-
	G, kgf	1,70	1,90	2,10	2,30	2,50	2,70	2,90	-	-	-	-
TT-J-02-03	L, mm	-	500	600	700	800	900	1000	1250	1500	1750	2000
	L_1, mm	-	200	200	300	300	300	300	300	300	300	300
	G, kgf	-	1,90	2,00	2,30	2,50	2,70	2,90	3,50	4,00	4,50	5,00

Scanned with OKEN Scanner

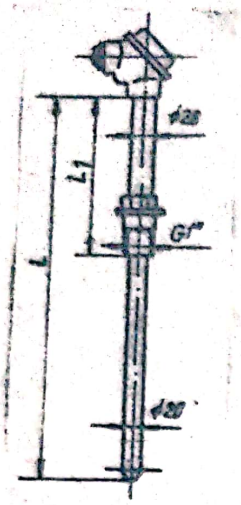


Fig.17 Termocuplu cu teacă ceramică cu flanşă TT-J-0,1/0,1

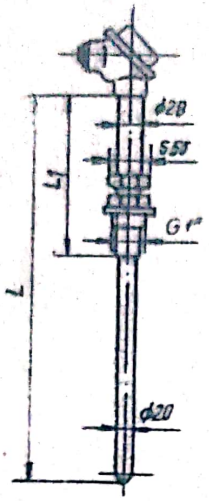


Fig.18 Termocuplu cu teacă ceramică cu bucşă crestată şi piuliţă TT-J-0,1/0,2

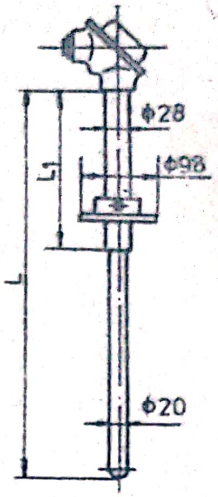


Fig.19 Termocuplu cu teacă ceramică cu piuliţă sudată TT-J-0,1/0,2

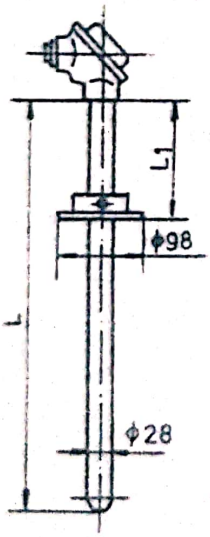


Fig.20 Termocuplu în teacă metalică cu flanşă TT-J-0,2/0,1

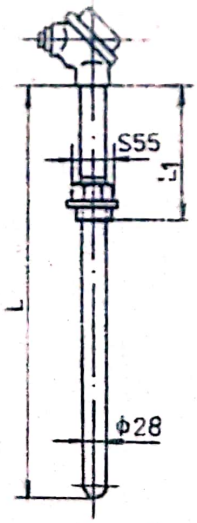


Fig.21 Termocuplu în teacă metalică cu piuliţă sudată TT-J-0,2/0,2

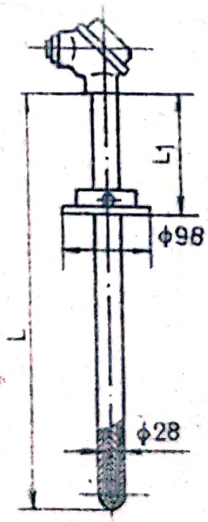


Fig.22 Termocuplu în teacă metalică cu flanşă şi teacă ceramică interioară TT-J-0,2/0,3

ANEXA - 24 -

Caracteristicile principale ale produselor refractare

800°C	1200°C	1600°C	Căldura specif. J/kg. grd	Conductivitatea termică W/m.grd	Coeficient de dil.termică 1/ grd	Stabilitate termică
-	-	-	920	0,815+0,465. $\cdot 10^{-3}$ 0 med.	-	Insuficientă
0,7 .. 0,15	0,10..	0,6	880+ +0,230 med	0,700+0,640. $\cdot 10^{-3}$ 0 med.	5,2. $\cdot 10^{-6}$	Satisfăcut
0,7 .. 1,5			880+ +0,230 med	0,700+0,640. $\cdot 10^{-3}$ 0 med	5,2. $\cdot 10^{-6}$	Satisfăcut
-	-	-	880 +	0,500+0,163 .	2,0.	Satisfăcut
-	-	-	+0,230 med	$\cdot 10^{-3}$ 0 med	$\cdot 10^{-6}$	
-	-	-	880+ +0,230 med	0,500+0,163. $\cdot 10^{-3}$ 0 med	2,0. $\cdot 10^{-6}$	Satisfăcut
-	-	-	880+ +0,230 med	0,314+0,349. $\cdot 10^{-3}$ 0 med	-	Satisfăcut
-	-	-	880+i +0,230 med	0,290+0,232. $\cdot 10^{-3}$ 0 med	3,0. $\cdot 10^{-6}$	Satisfăcut
-	-	-	880+ +0,230 med	0,093+0,162. $\cdot 10^{-3}$ 0 med	-	Satisfăcut
-	-	-	-	-	1,5. $\cdot 10^{-6}$	Bună
20	0,9	0,15	836+ +0,250 med	0,930+0,697. $\cdot 10^{-3}$ 0 med	7,4. $\cdot 10^{-6}$	Insuficientă
-	-	-	836+ +0,250 med	0,465+0,465. $\cdot 10^{-3}$ 0 med	7,4. $\cdot 10^{-6}$	Satisfăcut
100	10..20	-	1046+ +0,290 med	6,16-2,67. $\cdot 10^{-3}$ 0 med	13,0. $\cdot 10^{-6}$	Insuficientă
40	10..20	4,0..	-	-	-	Satisfăcut
-	-	0,2	-	1,86..2,09(de la 0 la 700 °C)	-	Insuficientă
-	-	-	-	-	-	Satisfăcut
-	-	-	-	-	-	Satisfăcut
-	-	-	-	2,75-0,767. $\cdot 10^{-3}$ med	-	Bună
0,3	0,05.. 0,01	0,05. 0,001	836+ +0,299 med	1,28+0,407. $\cdot 10^{-3}$ 0 med	1,07. $\cdot 10^{-6}$	Satisfăcut
-	-	-	1046+ +0,250 med	-	5,4. $\cdot 10^{-6}$	Foarte bună

ANEXA - 24 - Continuare

800 °C	1200 °C	1600°C	căldura specif. J/kg.grd	cond.termică W/m.grd	coef. de dil. termică 1/ grd	Stabilit termică
18,0	1,15	0,35	836+ +0,250 med	1,68-2.32. .10^{-3}0med	5,4. .10^{-6}	Satisfăcut
100,0	10,0	0,52... 0,40	795+ +0,420 med	2,09+1,86 .10^{-3}0 med	6,24. .10^{-6}	Foarte bună
80,0	4,0	0,8 0,008	963+ +0,1470 med	20,9-10,45. .10^{-3} 0 med	5,0. .10^{-6}	Satisfăcut
-	-	-	-	1,40..2,56(600°C) 1,34..2,21(800°C) 1,28..2,01(1000°C)		
-	-	-	-	1,40..2,56(600°C) 1,34..2,21(800°C)	7,0. .10^{-6}	Satisfăcut
-	-	-	-	0,524(20° C)	-	Satisfăcut

Anexa 24

Caracteristicile principale ale produselor refractare

Produsul	Densitatea aparentă	Densitatea	Refractaritatea	Rezistența admisibilă la compresiune	Temperatura începerii deformării sub sarcina de 2kgf/cm²	Temperatura max. de exploatare
	kgf/dm³	kg/dm³	°C	kgf/cm²	°C	°C
	1	2	3	4	5	6
Cărămidă de construcție (roșie)	1,4... 1,6	2,5... 2,6	1500... 1600	50... 15	-	300... 400
Samotă clasa A	1,8... 1,9	2,54... 2,62	1730	150... 300	1400	1450
Samotă clasa B	1,8... 1,9	2,54... 2,62	1670	150... 300	1350	1350
Samotă ușoară clasa A	1,3	2,54... 2,62	1730	45	1300	1300
Samotă ușoară clasa B	1,3	2,54... 2,62	1670	45	1300	1300
Samotă ușoară clasa B	1,0	2,54... 2,62	1670	30	1250	1250
Samotă poroasă	0,8	2,54... 2,62	1730	30	1340	1350
Samotă ultra-ușoară	0,35... 0,4	2,54... 2,62	1730	7...10	1130	1100
Produse din cordierit	1,7... 2,0	-	1500	175	-	1300
Silica	1,9	2,38... 2,5	1710... 1760	200... 300	1620... 1700	1650
Silica ușoară	1,2	2,38... 2,5	1670	35	1500	1500
Magnezita	2,6... 2,8	3,0... 3,2	2000	400	1500... 1600	1650... 1700
Cărămidă din magnezită topită	2,7... 2,8	3,5... 3,6	2800	500... 700	1600... 1700	1850
Cărămidă din cromomagnezită	2,8... 2,9	3,7... 3,8	2000	250... 400	1450... 1520	1700

Anexa 24 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6
Cromomagnezită ușoară	1,5	3,7... 3,8	1920	165	1500	1500
Cromomagnezită poroasă	0,8	3,7... 3,8	1930	19	1380	1400
Cromomagnezită stabilizată	2,75.. 3,85	3,60.. 3,8	2300	300... 500	1500... 1550	1650
Produse cromitice	3,0.. 3,2	3,8... 4,2	1850... 1900	300... 700	1570... 1660	1650... 1700
Mulit topit	2,1.. 2,4	3,0... 3,3	1800... 1850	1500... 3000	1700	1750
Silimanit și mulit	2,2.. 2,4	2,8... 3,0	1780... 1850	400... 800	1500... 1600	1650
Corund (alund)	2,6.. 2,9	3,7... 3,9	1800... 2000	200... 800	1580... 1690	1600... 1700
Carborund	2,3.. 2,6	3,1... 3,2	2000... 2200	400... 700	1700... 1800	1400... 1500
Cărămidă superaluminoasă(Al_2O_3 62%)	2,1.. 2,5	2,8... 3,0	1800	350	1500... 1600	1550
Idem (Al_2O_3 75%)	2,1.. 2,5	2,8... 3,0	1830	800	1500... 1600	1550
Cărămidă ușoară superaluminoasă	1,3	2,8... 3,0	-	1750	1350	-

ANEXA -25-

Materialul	Densitatea aparentă kg/dm^3	Rezistenţa admisibilă la compresie kgf/dm^3	Conductivitatea termică W/m.grd	Temperat. maximă de lucru
Diatomită nearsă în bucăţi	0,65		$0,17+0,232.10^{-3\theta}$ med	800
Diatomită nearsă în pref(umplutură)	0,70..0,35	-	$(0,116..0,093)+0,244.10^{-3\theta}$ med	900
Diatomită arsă în pref(umplutură)	0,70..0,45	-	$(0,128..0,099)+0,250.10^{-3\theta}$ med	1000
Cărămidă din diatomită marca 500	0,50	6,0	$0,1045+0,232.10^{-3\theta}$ med	900
idem marca 600	0,60	8,0	$0,131+0,314.10^{-3\theta}$ med	900
idem marca 700	0,70	10,0	$0,159+0,314.10^{-3\theta}$ med	950
Cărămidă din diatomită poroasă	0;40	7,0	$0,078+0,314.10^{-3\theta}$ med	900
Perlit	0,30..0,40	-	$0,045+0,163.10^{-3\theta}$ med	900
Perlital	0,40	14,0	$0,145+0,714.10^{-3\theta}$ med	1000..1100
Plăci din sovelito	0,35..0,40	1,5(încovoiere)	$0,079+0,100.10^{-3\theta}$ med	500
Plăci vermiculit	0,25..	-	$0,081+0,232.10^{-3\theta}$ med	600
Plăci din azbociment	0,30..0,50	-	0,088 0,099 med(50°C)	450
Plăci azbovermiculit	0;25	3,0..5,0	$0,0756+0,1631.10^{-3\theta}$ med	1100
Keralit poros	0,15..0,30	5,0..10,0	0,07...0,016.θ med	1000
Sticlă poroasă	0,24	50,0	0,160med(20°C)	600
Plăci din azbest	0,9..1,0	2,0..3,0	$0,1570,221.10^{-3\theta}$ med	500
Plăci tipKCi vată minerală şi azbesto	0,35..0,40		$-0,079^{x}+0,203.10^{-3\theta}$ med	450
Azbest umflat,A_0,AS	1,0..1,40	(trecţiune) 10-14	$0,157+0,186.10^{-3\theta}$ med	600
Azbozurit	0,65	1,0(încovoiere)	$0,163+0,174.10^{-3\theta}$ med	600
Novoazbozurit	0,60	2,0(încovoiere)	$0,140+0,197.10^{-3\theta}$ med	600
Azbomică	0,58-0,65	2,0	$0,130+0,151.10^{-3\theta}$ med	600
Azbotermit	0,50	1,0(încovoiere)	$0,116+0,093.10^{-3\theta}$ med	600
Newvwl	0,35	1,5(încovoiere)	$0,075+0,087.10^{-3\theta}$ med	350
Vulcanit	0,40	3,0(încovoiere)	$0,085+0,232.10^{-3\theta}$ med	600
Orghizol	0,35	12,0	$0,078+0,116.10^{-3\theta}$ med	600
Vată de sticlă	0,20	-	$0,037+0,256.10^{-3\theta}$ med	450
Vată min.zgură(marca 150)	0,15	-	$0,0,50+0,151.10^{-3\theta}$ med	750
" "marca 200	0,20	-	$0,052+0,140.10^{-3\theta}$ med	750
" marca 250	0,25	-	$0,059+0,120-3\theta$ med	750

x la 50°C

ANEXA -26-

Proprietăţile fizice ale aliajelor ce funcţionează la temperaturi între 1100 şi 1200 °C

Marca aliajului şi densitatea	Coeficientul de dilatare liniară $\alpha \cdot 10^6$, 1/grd		θ °C	Conductivitate termică W/m.grd	Modulul de elasticitate normal $E \cdot 10^{-4}$ kgf/mm^2	Rezistivitatea electrică Ω mm^2/m
	oC^0					
HN60Iu(E1559 A)	-	-	20	10,4		
p'=7,90 g/cm^3	20...500	14,20	500	23,8	2,290	1,209
					-	1,259
	20...600	14,60	600	29,2	-	1,233
	20...700	15,10	700	34,7	1,895	1,224
	20...800	15,12	800	40,0	1,782	1,219
	20...900	15,89	900	47,2	1,695	1,223
	-	-	1000	-	-	1,227
	-	-	1100	-	-	1,249
HN70Iu(E1652)	-	-	20	11,6	2.323	1,338
p'=7,90g/cm^3	20...500	16,39	500	18,8	2,018	1,408
	20...600	17,81	600	19,7	1,923	1,409
	20...700	22,42	700	23,0	1,782	1,386
	20...800	24,47	800	24,6	1,675	1,358
	20...900	21,34	900	26,7	-	1,358
	20..1000	21,21	1000	-	-	1,360
	-	-	1100	-	-	1,369
	-	-	1150	-	-	1,375

ANEXA 26-continuare-

Temperatura de lucru °C	Oţeluri şi aliaje deformabile(GOST 1o5o-57,4543-57, 5o32-61)	Turnate (GOST 2176-57)	Recomandări de utilizare
	Mediul de lucru-atmosferă de hidrocarburi		
până la 95o	H23N18	H24N12S2L	Benzi transportoare,împingătoare,role ghidaje,vetre,plăci suport pe vatră, organe de ventilatoare,mufle, coşuri etc.
96o...1o5o	H25N19S2[1] H18N35L		idem
	Mediul de lucru=vidul[5]		
1ooo...11oo	H23N18	H25N19S2L	-
11oo...12oo	H18N9T	H28N48V5L	-

1 Temperatura de lucru până la 700°

2-Pentru organe greu solicitate

3-Pentru piese fără răspundere

4-Pentru piese de mare răspundere până la 1000° C

5- La temperaturi sub 1000°C,aceleaşi materiale ca în aer.

Proprietăţile mecanice şi de refractaritate ale oţelurilor ce funcţionează la temperaturi între 1000 şi 1100 °C

marca oţelului	Temperatura °C	lim. de curgere σ_c kgf/mm²	rezist. la rup. σ_r kgf/mm²	alungirel. la rupere %	gîtuirea rel. la rupere Z %	rezilienţa KCU kgfm/cm²	limita de flusj ptr. 10000 ore kgf/mm² 0,5%	limita de flusj ptr. 10000 ore kgf/mm² 1 %	val. exp. n din form 3.1.	rezistenţa de durată kgf/mm² pentru 100 ore	rezistenţa de durată kgf/mm² pentru 1000 ore	vit. de oxidare $V_{ox} \cdot 10^4$ mm/h
HN77TIu (E1437A) (încălzire la 1080 °C răcire în aer)	20	69,6	108,2	35,2	37,7	11,7	-	-	-	-	-	-
	300	60,6	92,6	34,0	36,6	14,0	-	-	-	-	-	-
	400	53,2	84,3	40,6	45,5	16,4	-	-	-	-	-	-
	500	52,9	80,3	27,6	31,1	17,9	-	-	-	-	-	-
	600	52,0	61,6	8,5	8,1	20,9	-	-	-	-	-	-
	700	50,0	55,0	4,5	5,8	20,3	-	-	-	-	-	-
	875	-	-	-	-	-	1,500	1,620	5,00	8,30	4,70	-
	1000	-	-	-	-	-	-	0,130	2,20	2,15	1,50	0,200
	1100	-	-	-	-	-	-	0,055	2,40	-	-	-
4H18N25S2 (E 1e 38) (încălzire la 1200 °C răcire în aer)	20	55,0	85,0	17,2	18,3	3,0	-	-	-	-	-	-
	200	45,3	70,0	10,0	17,5	-	-	-	-	-	-	-
	300	43,4	74,8	11,3	19,0	-	-	-	-	-	-	-
	400	42,5	72,5	14,5	26,0	5,7	-	-	-	-	-	-
	500	41,0	70,0	15,5	28,0	6,8	-	-	-	-	-	-
	600	40,3	58,0	13,3	24,5	5,7	-	-	-	-	-	-
	700	34,5	43,8	18,5	29,5	7,5	-	-	-	-	-	-
	800	25,0	26,5	8,5	6,5	-	-	-	-	-	-	-
	875	-	-	-	-	-	0,700	0,850	2,00	5,50	3,50	0,075
	1000	-	-	-	-	-	0,130	0,170	1,80	1,80	1,05	0,300
	1100	-	-	-	-	-	0,015	0,020	1,70	0,82	1,40	-

Proprietăţile mecanice şi de refractaritate ale aliajelor ce funcţionează la temperaturi între 1100 şi 1200 °C

marca aliajului	θ °C	rezistenţa la rupere σ_r kgf/mm^2	alungirea rel. %	gîtuirea rel. Z %	limita de fluaj pentru 10000 ore 0,5%	1%	2%	val. exp. n din form. 3.1.	rezistenţa de durată kgf/mm^2 pentru 100 ore	1000 ore	vit. de oxid. $v_{ox.10^4}$
HN60Iu (E1559A)	20	72	60	- -	-	-	-	-	-	-	-
	700	40	3	7,5	-	-	-	-	-	-	-
	800	23	40	37,5	-	-	-	-	6..8	4..5	-
	900	11,5	71	52,0	-	-	-	-	3,2..3,5	1,8..2,2	
	1000	7,0	68	53,0	-	-	-	-	0,6	-	-
	1200	2,0	132	86,0	-	-	-	-	-	-	-
HN70Iu (E1652)	20	92,6	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	700	55,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	800	41,4	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	900	13,8	-	-	-	-	-	-	6,4**	3,6	
	1000	7,4	-	-	-	0,18	0,27	2,6	2,2	1,3	-
	1100	5,1	-	-	-	0,030	0,046	1,6	1,2	0,73	0,0075
	1200	3,7	-	-	-	0,017	0,022	2,2	0,6	0,40	0,290
H28N48 V5L	1100	-	-	-	0,052	0,078	-	1,7	-	-	-
	1200	-	-	-	0,0078	0,012	-	1,2	-	-	-

*(**) Proprietăţile de refractaritate ale aliajului HN70Iu s-au determinat pe epruvete tratate termic (încălzire la 1200°C, răcire în ser).

** Încercarea la temperatura de 875 °C

ANEXA - 26 -

Corespondenţa între unele aliaje de fabricaţie sovietică recomandate la construcţia cuptoarelor electrice şi aliajele standardizate în Republica Socialistă România

Materialul sovietic	Materialul corespunzător conform STAS
Fontă	Fontă cenuşie turnată în piese, STAS 568-67
Oţeluri carbon:	Oţeluri carbon de calitate: OLC 15, OLC 2o, OLC 35, OLC 4o
15; 2o; 4o; 45	OLC 45-STAS 88o-66
Oţeluri:	Oţeluri aliate pentru construcţia de maşini STAS 791-66
2o H	15 CO 7 (corespondenţă aproximativă)
4o H	41 C 1o
65 G	65 M 1o
Oţeluri:	Oţeluri rezistente la coroziune şi refractare prelucrate la cald, STAS 3583-64
1 H 13	12 C 13o
H 25 T	12 TC 25o
H 2oN14S2	15 SNC 2oo
H 18N9T	1o NC 18o
H 23N18	15 NC 23o
H 25N2o	15 SNC 25o
Oţeluri:	Oţeluri înalt aliate cu proprietăţi fizice şi chimice speciale turnate în piese - STAS 6855-69:
1 H13 L	T 12 C 13o
H18N9TL	T12MCTN 9o
H25N19S2L	T4oMSCN 14o

Oţeluri şi aliaje recomandate la construcţia cuptoarelor electrice

Temperatura de lucru °C	Oţeluri şi aliaje Turnate deformabile (GOST (GOST 2176-57) 1050-57,4543-57, 5632-61)		Recomandări de utilizare
	Mediul de lucru - aer		
	Oţeluri carbon	Fontă	Carcase,arbori, părţi de reductoare,console,organe de asamblare
	20 H, 40 H		Piese cementate care lucrează în condiţii de uzură (bucşe,roţi,roţi stelate):piese solicitate (arbori, osii,organe de asamblare de răspundere)
până la 450	65 G H 14 G14N3T	H18N9TL	Arcuri,inele elastice,şaibe bandaje.Piese pentru cuptoare cu inducţie carcase,ghidaje, console, etc.,cărora li se cere să nu fie magnetice
	1 H 13	L H 13 L	Piese ce funcţionează în medii agresive (anticorosive)
450...800	LH13[1] H14G14N3T[1] H18N9T H23N18[2]	1H13L[1], H25T1 H18N9TL H24N12SL[2]	Piese nesolicitate-ecrane etc.Benzi transportoare,împingătoare,role, ghidaje,vetre,plăci suport pe vatră, organe de ventilatoare,mufle,coşuri etc.
800...1000	H23N18 H20N14S2[3] H25T,13H25N18 H25N20S2	H24N12SL H25TL H25N19S2L[4]	Idem
1000...1100	H25N20S2	H25N19S2L 4H25N19S2L	Idem
1100...1200	HN70Iu HN60Iu	H28N48V5L	Idem

ANEXA - 26 -

Proprietăţile mecanice şi de refractaritate ale oţelurilor ce funcţionează la temperaturi pînă la 45o °C

marca oţelului	temp. de încerc. °C	limita de curg. σ_c kgf/mm²	limita de rupere σ_r kgf/mm²	alungirea rel. la rupere %	gîtuirea rel. la rupere z %	rezilienţa KCU kgf.m/cm²	limita de fluaj 1% 10^4 ore	limita de fluaj 1% 10^5 ore	rezist. de durat 10^4 ore	rezist. de durat 10^5 ore
15 (stare laminată brut)	2o	22,5	4o,5	27,9	69,6	8,8	-	-	-	-
	1oo	-	37,4	21,7	65,4	-	-	-	-	-
	2oo	-	44,6	16,7	59,8	-	-	-	-	-
	3oo	19,o	43,8	16,5	61,o	12,8	-	-	-	-
	4oo	14,o	4o,2	22,2	65,6	9,7	11,8	9,5		
	5oo	8,1	28,3	2o,o	78,2	6,9	4,5	2,5		
	6oo	6,3	15,o	25,o	85,4	-	-	-	-	-
2o (normalizat la 88o..9oo °C	2o	32,5	51,o	3o,7	67,o	1o..2o	-	-	-	-
	2oo	28,5	5o,5	21,o	61,5	13..19	-	-	-	-
	3oo	21,o	53,o	26,o	66,5	12..22	-	-	-	-
	4oo	2o,o	42,o	25,o	75,o	9..11	-	1o,o	-	-
	45o	17,5	33,o	27,o	76,5	7.. 8	-	5,o	12,3	6,o
35 (stare laminată brut)	5oo	17,o	25,5	28,o	76,o	7		2,5	8,o	4,o
	6oo	1o,o	13,o	36,o	79,o	8..16	-	-	-	-
	2o	33,1	54,5	24,8	52,4	6,4	-	-	-	-
	1oo	31,3	51,6	19,8	53,8	7,3	-	-	-	-
	2oo	31,3	59,o	9,5	39,1	8,4	-	-	-	-
	3oo	2o,7	59,2	21,3	51,7	7,2	-	-	-	-
	4oo	18,7	51,2	23,1	64,o	6,o	-	11,o	-	-
	45o	17,8	42,9	24,o	66,9	5,o	-	5,5	-	-
	5oo	15,4	36,5	24,o	7o,3	4,4	-	2,2	-	-
	55o	11,8	29,7	26,5	69,8	4,2	-	1,3	-	-
	6oo	8,3	19,7	34,8	82,8	7,6	-	-	-	-
4o (normalizat la 84o ..86o °C revenit la 65o °C)	2o	37,5	67,o	24,o	5o,o	6,o	-	-	-	-
	2oo	28,o	6o,5	2o,o	51,o	9,5	-	-	-	-
	3oo	27,5	65,5	25,o	47,o	9,5	-	-	-	-
	4oo	25,5	52,o	32,o	74,o	9,o	-	1o,3	25,5	19,o
	45o	-	-	-	-	-	-	5,o	14,o	9,7
	5oo	23,o	35,5	27,5	68,5	6,5	-	3,o	7,o	4,4
	6oo	13,5	18,o	27,5	52,o	9,o	-	-	-	-

Continuare ANEXA - 26 -

Marca oţelului	temp. de încerc. °C	lim.de curg. σ_c kgf/mm	lim.de rup. σ_r kgf/mm^2	alung. rel.la rupere %	gîtuire rel. la rup. z %	rezilienţa KCU kgf$_2$m/cm^2	lim.de fluaj 1%		rezist de durată σ_{rt}	
							10^4 ore	10^5 ore	10^4 ore	10^5 ore
45 (stare laminată brută)	20	36,6	63,9	22,2	49,6	4,7	-	-	-	-
	100	33,8	60,5	16,0	49,6	6,3	-	-	-	-
	200	35,7	70,2	10,3	36,0	6,5	-	-	-	-
	300	26,3	72,8	22,3	44,5	6,8	-	-	-	-
	400	22,9	57,3	21,3	65,2	5,6	11,3	8,3	25,0	19,0
	450	21,5	48,9	20,5	67,0	5,0	7,6	4,4	14,0	9,7
	500	17,9	38,3	23,5	67,0	4,0	4,1	2,8	7,0	4,4
	550	12,5	31,2	28,5	76,5	3,8	2,4	1,8	-	-
	600	7,8	22,2	33,5	90,4	6,0	-	0,8	-	-
20 H (recopt călit revenit la 200°C	20	60,0	80,0	10,0	40,0	6,0	-	-	-	-
40 H (călit în ulei de la 820.. .. 840°C revenit la 550 C°	20	80,5	95,5	13,0	60,0	8,5	-	-	-	-
	200	72,0	90,5	15,0	42,0	12,0	-	-	-	-
	300	69,5	89,5	17,5	58,5	-	-	-	-	-
	400	62,5	70,0	18,0	68,0	10,0	-	-	-	-
	450	55,0	60,0	18,5	75,5	-	-	-	-	-
	500	44,0	50,0	21,0	80,5	8,0	-	-	-	-
40 H (idem dar revenit la 680°C)	20	58,0	71,0	26,0	60,0	22,0	-	-	-	-
	200	48,5	66,0	17,5	66,5	"	-	-	-	-
	400	43,5	60,5	19,0	71,0	21,5	-	-	-	-
	450	40,0	44,5	27,5	85,0	-	-	-	-	-
	500	37,0	43,0	24,0	79,5	13,5	-	-	-	-
	550	-	-	-	-	12,5	-	-	-	-
	600	21,5	25,0	32,5	89,5	-	-	-	-	-
40 H (idem dar rev. la 720°C	20	40,0	56,0	29,0	71,0	18,0	-	-	-	-
	300	33,0	57,5	19,5	65,5	27,0	-	-	-	-
	400	31,0	50,0	27,5	71,0	13,0	-	-	-	-
	450	30,0	42,0	24,0	75,0	-	-	-	-	-
	500	25,0	32,0	28,5	78,0	10,5	-	-	-	-
	550	22,0	25,0	30,0	87,0	-	-	-	-	-
	600	19,0	21,0	33,0	89,5	32,0	-	-	-	-
65G norm. la 820 ± 10 °C	20	44,0	75,0	9,0	30,0	"	-	-	-	-

ANEXA - 26 -

Proprietățile fizice ale oțelurilor ce funcționează la temperaturi pînă la 450 °C

Marca oțel.	Densitatea g/cm³	coeficientul de del.liniară		căldura specif.		conduct. termică		modulul de elast. normal	rezistiv. electrică
		°C	$\alpha \times 10^6$ l/grd	°C	c J/kg grd	°C	W/m grd	$E \times 10^{-4}$ kgf/mm²	Ωmm²/m
15	7,85	0..100	11,9	0..100	470	20	-	2,05	0,185
		0..200	12,5	0..200	482	100	57,7	1,96	-
		0..300	13,0	-	-	200	52,3	1,88	-
		0..400	13,6	0..400	524	300	-	1,75	-
		0..500	14,2	0..500	570	400	45,0	1,61	-
		0..600	14,4	0..600	-	600	37,7	-	-
						20	-	2,02	
20	7,85	20..100	11,6	0.100	470	100	50,5	1,87	0,187
		20..200	12,6	0..200	482	200	48,5	1,79	-
		20..300	12,8	0..300	-	300	46,0	1,70	-
		20..400	13,0	0..400	537	400	42,3	1,61	-
		20..500	13,9	0..500	570	500	39,0	-	-
		20..600	14,6	-	-	600	35,6	-	-
						20	-	2,10	0,190
35	7,85	20..100	11,1	0..100	470	100	50,5	-	-
		20..200	11,9	0..200	482	200	48,5	1,90	-
		20..400	12,4	0..400	524	400	41,2	1,71	-
		20..500	14,4	0..500	-	450	-	1,57	-
		20..600	-	0..600	570	600	35,6		-
40	7,85	20..100	11,3	100	470	20	-	2,135	0,171
		20..200	12,0	200	482	100	50,5	2,100	0,221
		20..300	-	300	-	200	48,0	-	0,296
		20..400	13,3	400	524	300	-	1,980	0,387
		20..500	-	500	-	400	41,5	-	0,493
		20..600	14,4	600	575	450	-	1,795	0,553
		-	-	-	-	500	-	-	0,619
		-	-	-	-	600	35,6	-	0,766
45	7,85	20..100	12,0	0..100	470	20	-	2,04	0,189
		20..200	12,4	0..200	482	100	48,0	-	0,238
		20..300	-	0..300	-	200	46,4	1,97	0,312
		200..400	13,3	0..400	524	300	-	1,94	0,399
		200..500	-	0..500	-	400	41,0	1,75	0,504
		20..600	14,1	0..600	575	450	-	1,61	0,563

ANEXA - 26 - continuare

Marca oţel.	densitatea g/cm³	coefic. de dil. liniară		căldura specifică		conduct. termică		modul de elast. normal	rezistiv. electrică
		°C	a x 10⁶ 1/grd	°C	J/kg. grd	°C	W/m. grd.	E x 10⁻⁴ kgf/mm²	Qmm²/ m
45	7,85	-	-	-	-	500	-	-	0,626
		-	-	-	-	600	36,0	-	0,770
20 H	7,83	20..100	11,3	-	-	100	42,8	-	-
		20..200	11,6	-	-	200	39,8	-	-
		200..400	13,2	-	-	300 400	36,2 34,5	- -	- -
		20..500	14,2	-	-	500	32,8	-	-
40 H	7,82	25..100	11,0	-	-	100	46,0	-	-
		25..200	12,0	-	-	200	42,8	-	-
		25..300	12,2	-	-	300	39,0	-	-
		25..400	12,0	-	-	400	35,5	-	-
		25..500	13,5	-	-	500	-	-	-
65 H	7,85	20..100	11,1	100	482	* -	-	-	-
		20..200	11,9	200	487	-	-	-	-
		20..400	13,5	400	528	-	-	-	-
		-	-	600	575	-	-	-	-

*) Valorile căldurii specifice sînt luate pentru oţelul marca 60 G

Proprietăţile mecanice şi de refracteritate ale oţelurilor ce funcţionează la temperaturi între 45o şi 8oo °C

Marca oţelului şi tratamentul termic	Temperatura °C	lim.de scurg. kgf/mm²	rezist.la rup. kgf/mm²	alung.rel.la rup. %	gîtuirea rel. %	rezilienţa KCU kgfm/cm²	limita de fluaj ptr. 1oooo ore kgf/mm² 0,5%	1 %	2 %	val. exp. n din form.	rezist.de durată kgf/mm² pentru 1oo ore	1ooo ore	viteza de oxidare $v_{ox.10^4}$ mm/h
1 H13 (încălzire la 1ooo...1o5o °C răcire în ulei sau aer rev. la 7oo °C în ulei, apă sau aer	2o	6o,4	74,5	19,5	66	14,5	-	-	-	-	-	-	-
	2oo	54,5	66,5	17,5	67	21,5	-	-	-	-	-	-	-
	3oo	52,o	61,5	16,o	68,5	24,5	-	-	-	-	-	-	-
	4oo	47,5	58,5	15,o	66,5	23,o	-	-	-	-	-	-	-
	47o	5o,o	56,5	13,o	67,o	24,5	-	-	-	-	-	-	-
	5oo	48,o	54,5	15,5	69,5	25,5	-	9,5o	-	-	-	-	-
	53o	45,5	5o,5	16,5	72,5	-	-	-	-	-	-	-	-
	55o	42,5	56,5	2o,o	79,o	27,o	-	-	-	-	-	-	-
	6oo	-	-	-	-	-	4,3o	4,8o	-	5,o	11	7,o	-
	7oo	-	-	-	-	-	o,75	o,85	-	3,3	5	2,5	-
	8oo	-	-	-	-	-	o,o76	o,1o	-	2,o	-	-	-
H18N9TL (încălzire la 115o... 115o °C răcire în aer sau apă, îmbătrînire la 8oo°C 1o ore	2o	31,o	65,5	55,o	75,5	25,o	-	-	-	-	-	-	-
	1oo	24,5	51,o	44,o	76,5	-	-	-	-	-	-	-	-
	2oo	2o,5	46,o	38,o	7o,o	37,5	-	-	-	-	-	-	-
	3oo	22,o	46,o	29,o	66,o	-	-	-	-	-	-	-	-
	4oo	22,o	44,5	26,5	64,o	31,7	-	-	-	-	-	-	-
	5oo	21,o	43,o	3o,o	64,5	36,5	-	-	-	-	-	-	-
	6oo	21,o	36,o	28,5	64,5	36,o	9,2	1o,o	1o,5o	5,o	26,o	12,o	-

marca oţel. şi tratamentul termic	Temperatura °C	lim.de curg. σ_c kgf/mm²	rezist. la rup. σ_r kgf/mm²	alung. rel. la rupere %	gîtuire rel. la rup. z %	rezil. KCU kgfm/cm²	limita de flusj pentru 10000 ore kgf/mm² 0,5 %	1 %	2 %	val. exp.n din form. 1.3.	rezist.pe durată kgf/mm² pentru 100 ore	1000 ore	viteze de oxid. $v_{ox.10^4}$ mm/h
	700	21,0	27,5	29,5	57,5	34,0	1,3	1,5	1,90	3,0	14,0	6,7	0,0125
	750	-	-	-	-	-	0,5	0,6	0,75	2,8	-	-	-
	800	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5,6	2,8	0,0500
	875	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3,8	2,0	-
H14G14N3T (EI 711) (încălz. la 1050 °C, răcire în ser	20	27,1	70,4	69,6	73,2	30	-	-	-	-	-	-	-
	400	13,1	46,1	53,7	67,8	-	-	-	-	-	-	-	-
	500	11,1	33,8	38,3	62,9	-	-	-	-	-	-	-	-
	600	9,3	26,8	39,0	62,0		8,4	10	-	3,6	27..28	18..20	-
	700	8,0	22,5	48,0	63,0	-	2,6	3,0	-	4,8	15.17	9.11	0,0625
H14G14N3TR (EI392 (încălzire la 1050 °C, răcire în ser	20	70	70..75	45	68	20	-	-	-	-	-	-	-
	400	-	40	33	75	-	-	-	-	-	-	-	-
	500	-	36	25	75	30	-	-	-	-	-	-	-
	600	-	30	25	76	30	-	-	-	-	-	-	-
	700	-	25	23	78	25..30	6,0	6,8..7,5	-	-	12,0.. 15,0	8,0.. 10,0..	
H18N9TL (turnare încălzire la 1100 °C răcire în ser, rev. la 800°C răcire cu optorul)	20	24,0	61..67	24..35	30	8,0	-	-	-	-	-	-	-
	400	20,0	36..38	12..17	24..41	7..11	-	-	-	-	-	-	-
	500	19,0	35,0	17,0	35..42	7..19	-	-	-	-	-	-	-
	600	16,0	28,0	24,0	47,0	9,0	-	12	-	4,6	-	18	-
	700	18,0	23..26	15..17	26..38	9,0	-	-	-	-	-	-	-

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA - 26 -

Proprietățile fizice ale oțelurilor ce funcționează la temperaturi între 450° și 800° C

marca oțelului	ceficient de dil.liniară		căldura specif.			conduct. termică	modulul de elast. normal	rezistiv. electr.
	°C	a x 10⁶ 1/grad	°C	J/kg grd	°C	W/m grd	E x 10⁻⁴ kgf/mm²	p Qmm²/m
1 H13	-	-	20	-	20	-	2,21	0,50
(EJI) p'= 7,74 g/cm³	20..100	10,10	100	474	100	27,60	-	0,58
	20..200	10,45	200	515	200	27,60	2,10	0,68
	-	-	300	553	300	28,00	2,02	0,77
	20..400	11,40	400	600	400	27,60	1,93	0,85
	20..600	12,25	600	700	600	26,40	-	1,02
					700	-	-	1,10
H18N9T E la IT) p'=7,9g% cm³		-	20	503	20	-	2,02	0,71
	0...100	16,60	50.100	511	100	16,34	1,98	0,74
	0..200	17,00	100.200	528	200	17,60	1,93	0,85
	0...300	17,20	200.300	545	300	18,85	1,85	0,91
	0...400	17,50	300.400	565	400	21,40	1,77	0,97
	0...500	17,90	400.500	591	500	23,05	1,69	1,02
	0...600	18,20	500.600	637	600	24,70	1,60	1,07
	0...700	18,60	600.700	628	700	26,75	1,50	1,11
			700.800	641	800	28,55	-	-
	-	-			900	30,40	-	-
H18N9TL (E la IT) p'=7,9 g/cm³	25...100	14,80	-	-	100	16,85	-	-
	25...200	15,97	-	-	200	17,56	-	-
	25...300	16,86	-	-	300	18,63	-	-
	25...400	17,11	-	-	400	21,30	-	-
	25...500	17,60	-	-	500	22,90	-	-
	25...600	17,97	-	-	600	24,67	-	-
	25...700	18,36	-	-	700	26,80	-	-
H14G14N3T (E1711) p'=7,82 g/cm³	-	-	-	-	20	19,20	2,30	-
	20...100	10,30	-	-	100	-	2,07	
	-	-	-	-	200	19,20	1,97	.
	20...300	18,90	-	-	300	19,70	1,88	-
	20..400	19,05	-	-	400	21,30	1,74	-
	20...500	19,70	-	-	500	22,60	1,65	-
	20...600	20,02	-	-	600	23,9	1,56	-
	20...700	20,07	-	-	700	25,5	1,47	-
	20...800	21,10	-	-	800	-	1,40	-
	20...900	21,00	-	-	-	-	-	-

Proprietăţile mecanice şi de refracteritate ale oţelurilor ce funcţionează la temperaturi între 800 şi 1000 °C

mărcă oţel.	tempe-ratura °C	lim.de curgere σ_c kgf/mm²	rezist. la rupe-re σ_r kgf/mm²	alung. rel.la rupere %	gîtui-re rel. la rup. Z %	rezili-enţa KCU kgfm/cm²	lim.de flusj pentru 10000 ore kgf/ mm²			val. exp. n din form.	rezist.de durată kgf/mm² pentru		viteza de oxid. $v_{ox} \cdot 10^4$ mm/h
							0,5 %	1 %	2%	3.1.	100 ore	1000 ore	
H25	20	38..40	50..55	20..25	50..60	1..2	-	-	-	-	-	-	-
	600	33,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	700	13,0	19,0	20,0	78,0	-	0,500	0,570	0,630	5,80	2,30	1,70	-
	800	6,0	8,0	43,0	88,0	-		-	-	-	1,20	0,86	-
	875	-	-	-	-	-	0,016	0,020	0,025	1,20	0,62	0,38	-
	900	2,5	4,0	48,0	90,0	-	-	-	-	-	-	-	-
	1000	-	2,0	65,0	95,0	-	-	0,001	0,0026	0,56	0,40	0,25	0,450
H 25T	700	-	-	-	-	-	0,700	0,80	0,90	5,0	2,50	1,80	-
	875	-	-	-	-	-	0,150	0,17	0,200	4,5	0,65	0,38	-
	1000	-	-	-	-	-	0,006	0,008	0,012	1,2	0,42	0,25	-
H23 N18 (încălz la 1180° O răci-re în e-pă,îmbă-trînire la 800° 4 ore	20	32,9	66,8	35,0	50,8	15,6	-	-	-	-	-	-	-
	300	24,1	54,1	26,5	47,3	15,6	-	-	-	-	-	-	-
	400	23,2	55,8	28,5	42,2	16,5	-	-	-	-	-	-	-
	500	21,5	54,1	27,9	42,7	17,7	-	-	-	-	-	-	-
	600	20,5	45,7	23,7	45,5	18,0	-	-	-	-	-	-	-
	700	20,3	33,1	22,0	34,5	17,6	4,300	4,500	5,00	7,0	13,5	8,5	-
	800	16,6	20,1	23,5	34,2	18,1	4,100	1,300	1,60	3,7	6,6	4,0	0,032
	875	-	-	-	-	-	0,620	0,700	0,81	4,3	4,6	2,8	-
	1000	-	-	-	-	-	0,125	0,140	0,17	2,5	1,7	0,9	0,220

Scanned with OKEN Scanner

ANEXA - 26 - Continuare

Marca oţelului	temperatura °C	lim.de curgere s_c kgf/mm²	rezist. la rup. s_r kgf/mm²	alung. rel.la rupere %	gîtuirea rel.la rupere Z %	KCU kgfm/cm²	lim.de fluaj pentru 10000 ore kgf/mm² 0,5%	1%	2%	val. exp. n din form. 3.1.	rezistenţe de durată kgf/mm² pentru 100 ore	1000 ore	viteza de oxidare v ox . 10^4 mm/h
H20N14S2 (încălzire la 1150°C răcire în ser)	800	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	875	-	-	-	-	-	0,450	0,550		-	-	-	0,025
	1000	-	-	-	-	-	0,015	0,025		-	-	-	-
H24N12SL	20	30	60	45	60	-	-	-		-	-	-	-
	540	-	48	41	62	-	-	-		-	-	-	-
	650	-	41	41	53	-	-	-		-	-	-	-
	700	-	-	-	-	-	6,00	6,60		-	9,0	13,0	10,0	-
	800	-	-	-	-	-	-	-		-	-	7,2	4,5	-
	815	-	21	40	42	-	-	-		-	-	-	-	-
	875	-	-	-	-	-	1,90	2,20		-	5,5	4,8	3,4	-
	1000	-	-	-	-	-	0,55	0,68		-	3,0	-	-	-

Observaţie. Proprietăţile de refractaritate au fost determinate pe epruvete tratate termic (încălzire la 1150° C, răcire în ser)

Proprietăţile fizice ale oţelurilor ce funcţionează la temperaturi între 800 şi 1000°C

Marca oţelului şi densitatea	temp.de topire °C	coef de dil.lin. 0 °C s.10⁶ 1/grd	0 °C	căldura specifică J/kg. grd.	cond. term. W/m grd	modulul de elast. norm. E.10⁻⁴ kgf/mm2.	rezistivitatea electrică Ω Ω.mm²/m
H23N18 (E1417) p'= 7,88 g/cm³	1400..1430	-	- 20	535	13,8	2,04	0,92
		20..100	15,4 0 100	-	15,5	-	-
		100..200	-	100 -	16,8	-	-
		200..300	12,42	300 -	18,8	1,84	-
		300..400	-	400 -	20,4	1,80	1,08
		400..500	19,21	500 -	22,2	1,73	-
		500..600	21,23	600 -	23,8	1,63	1,12
		600..700	22,02	700 -	25,6	1,53	1,24
		700.800	22,40	800 -	27,6	1,44	1,30
		800..900	22,33	- -	-	-	-
H25 p= 7,65 g/cm3	1500	-	-	20 461	19,1	-	0,70
		20..200	10,20	200 -	20,9	-	0,87
		20..400	10,80	400 -	23,3	-	1,02
		20..500	11,0	500 -	24,6	-	1,10
		20..600	11,20	600 -	25,8	-	1,15
		20..700	11,40	700 -	27,0	-	1,19
		20..800	11,7	800 -	27,9	-	1,22
		20..900	12,2	900 -	29,1	-	1,24
H25T p'= 7,60 g/cm3	1455..1485	20.100	10,0	20 481	16,8	2,00	0,70
H20N14S2 (E1211) p'= 7,80 g/cm3	-	100	16,0	20 -	13,4	-	-
		600	18,1	- -	-	-	-
		700	18,3	- -	-	-	-
		800	18,5	- -	-	-	-
		900	18,8	- -	-	-	-
		1000	19,0	- -	-	-	-
H24N12SL (E1316) p'= 7,80 g/cm3	-	20..100	18,4	20 -	-	-	0,86

Marca oţelului	temperatura °C	lim.de curgere σ_c kgf/mm²	rezist.la rupere σ_r kgf/mm²	alung. rel.la rupere %	gîtuirea rel.la rupere Z %	rezilienţa KCU kgfm/cm²	limita de fluaj pentru 10000 ore kgf/mm² 0,5 %	1 %	vel. exp. n din form.	rezistenţa de durată kgf/mm² pentru 100 ore	1000 ore	viteza de oxid $v_{ox.10^4}$ mm/h
H25N20S2	20	25,0	67,0	41,5	56,0	33,9	-	-	-	-	-	-
(încălzire la 1200°C răcire în ser	800	-	30,0	41,0	63,8	7,2	-	-	-	-	-	-
	875	-	22,6	59,0	74,0	9,0	0,420	0,500	2,60	-	-	-
	1000	-	-	-	-	-	0,085	0,13	1,5	1,50	-	0,145
	1100	-	-	-	-	-	0,014	0,02	1,0	1,00	-	0,540
H18N24S2L	875	-	-	-	--	-	2,100	2,400	6,00	5,30	3,60	-
	1000	-	-	-	-	-	0,270	0,330	1,50	2,40	1,30	-
H25N19S2L	1000	-	-	-	-	-	0,280	0,320	-	-	-	-
H18N35L	1000	-	-	-	-	-	0,350	0,420	-	-	-	-
4H25N19S2L	20	-	48,7 *	6,88*	20,3*	3,4	-	-	-	-	-	-
	800	2	27,7	10,9	23,5	4,6	-	-	-	-	-	-
	900	-	18,2	18,0	27,7	3,7	1,5.. ..1,7	1,9	-	4,7	3,0	-
	1000	-	11,3	8,4	14,4	-	0,55	0,64	-	2,8	1,8	-

*La 900 C. Datele au fost obţinute pe epruvete tăiate din tuburi turnate centrifugal.

ANEXA - 26 -

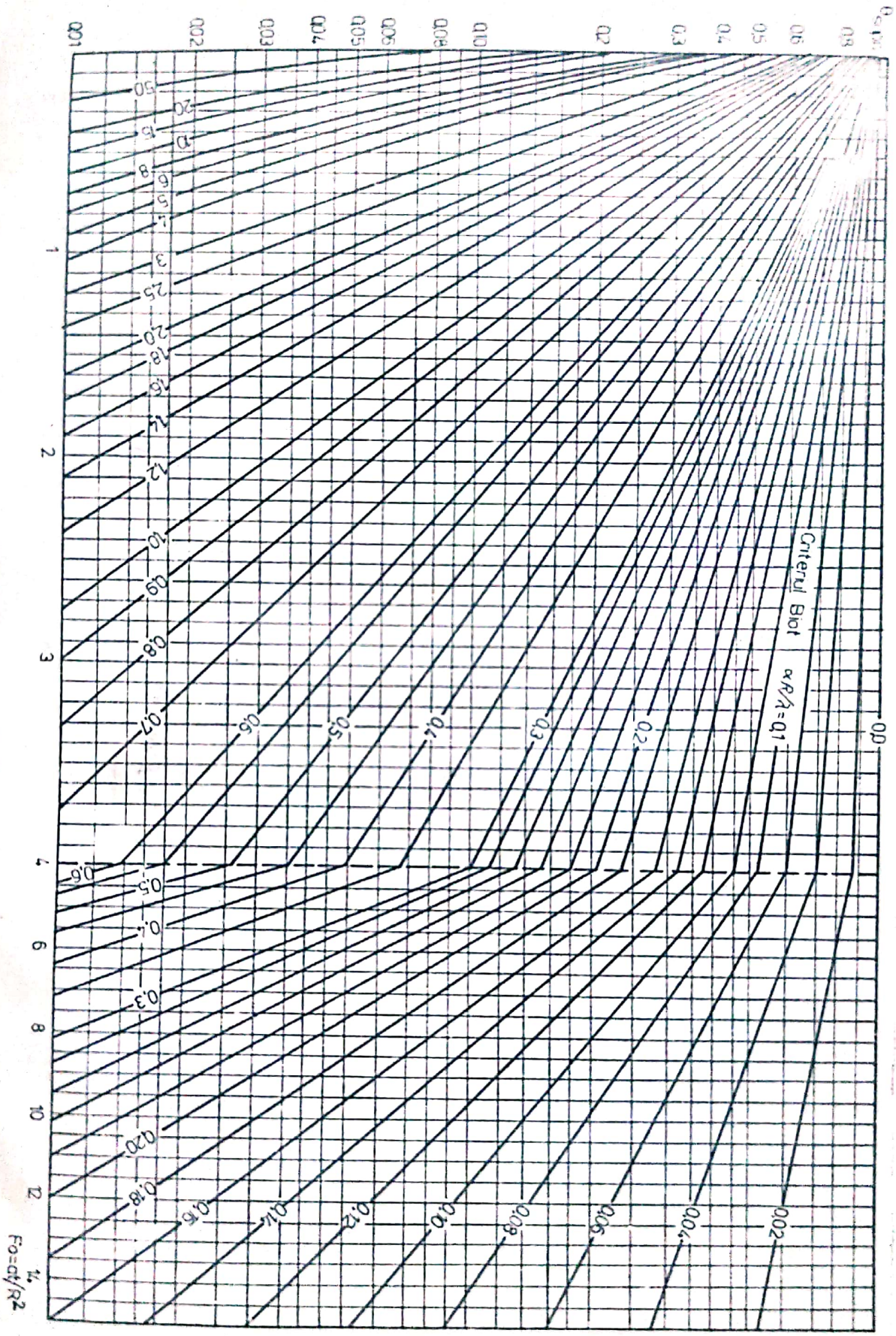
Proprietăţile fizice ale aliajelor ce funcţionează la temperaturi între 1000 şo 1200 °C

marca aliajului şi densitatea	coeficientul de dilatare liniară		θ °C	conduct. termică W/m.grd	modulul de elast. normal E.10⁻⁴ kgf/mm²	rezistivitatea electr. Ωmm²/ m
	θ °C	a.10⁶, 1/grd.				
HN60Iu (EI559A)	20..500	14,20	500	19,4 / 23,8	2,290	1,209 / 1,259
ρ'= 7,90 g/cm³	20..600	14,60	600	29,2	-	1,233
	20..700	15,10	700	34,7	1,895	1,224
	20..800	15,12	800	40,0	1,782	1,219
	20..900	15,89	900	47,2	1,695	1,223
	-	-	1000	-	-	1,227
	-	-	1100	-	-	1,249
HN70Iu (EI652)	-	-	20	11,6	2,323	1,338
ρ'= 7,90 g/cm³	20..500	16,39	500	18,8	2,018	1,408
	20..600	17,81	600	19,7	1,923	1,409
	20..700	22,42	700	23,0	1,782	1,386
	20..800	24,47	800	24,6	1,675	1,358
	20..900	21,34	900	26,7	-	1,358
	20..1000	21,21	1000	-	-	1,360
	-	-	1100	-	-	1,369
	-	-	1150	-	-	1,375

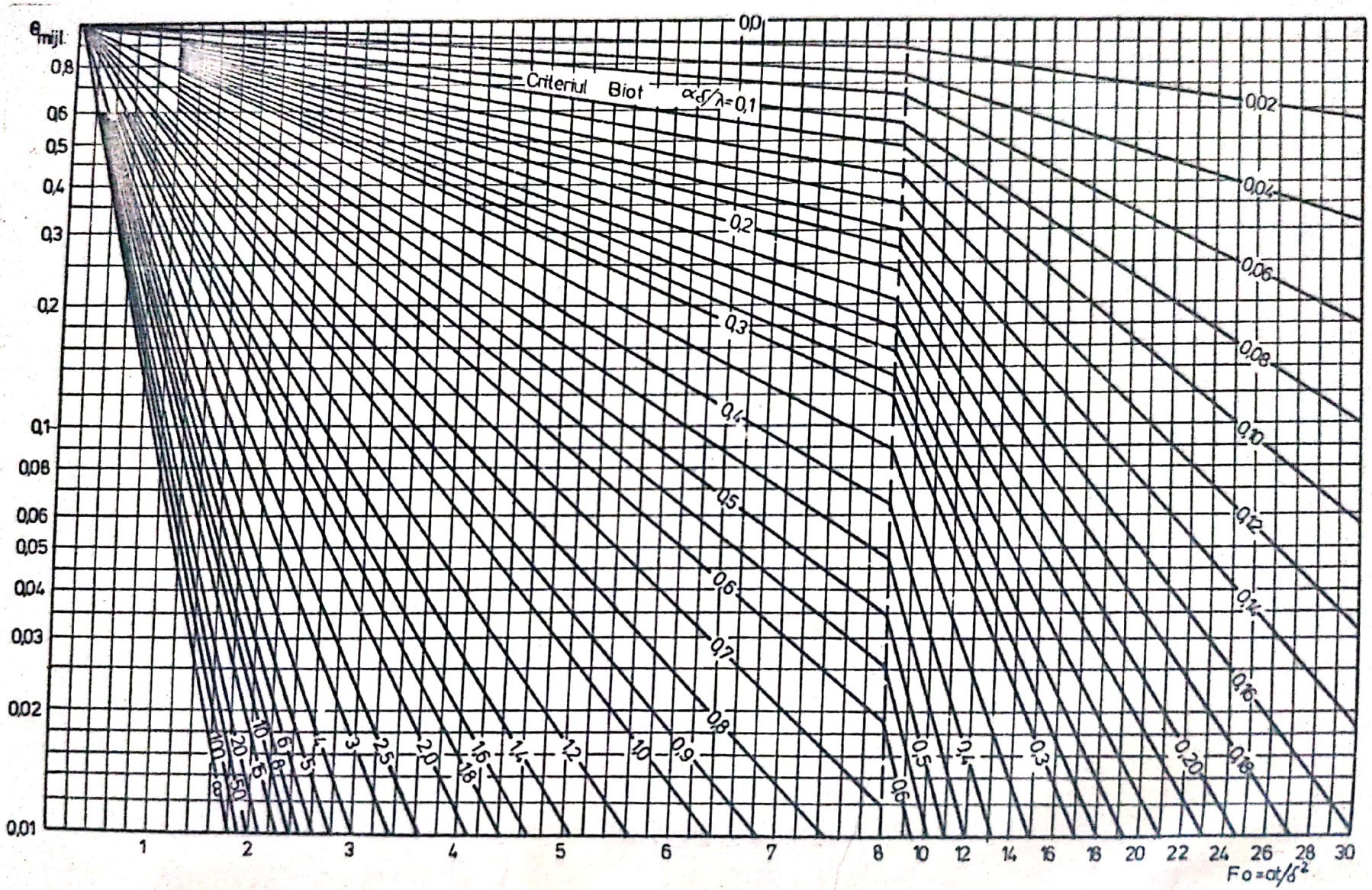
Anexa - 26 -

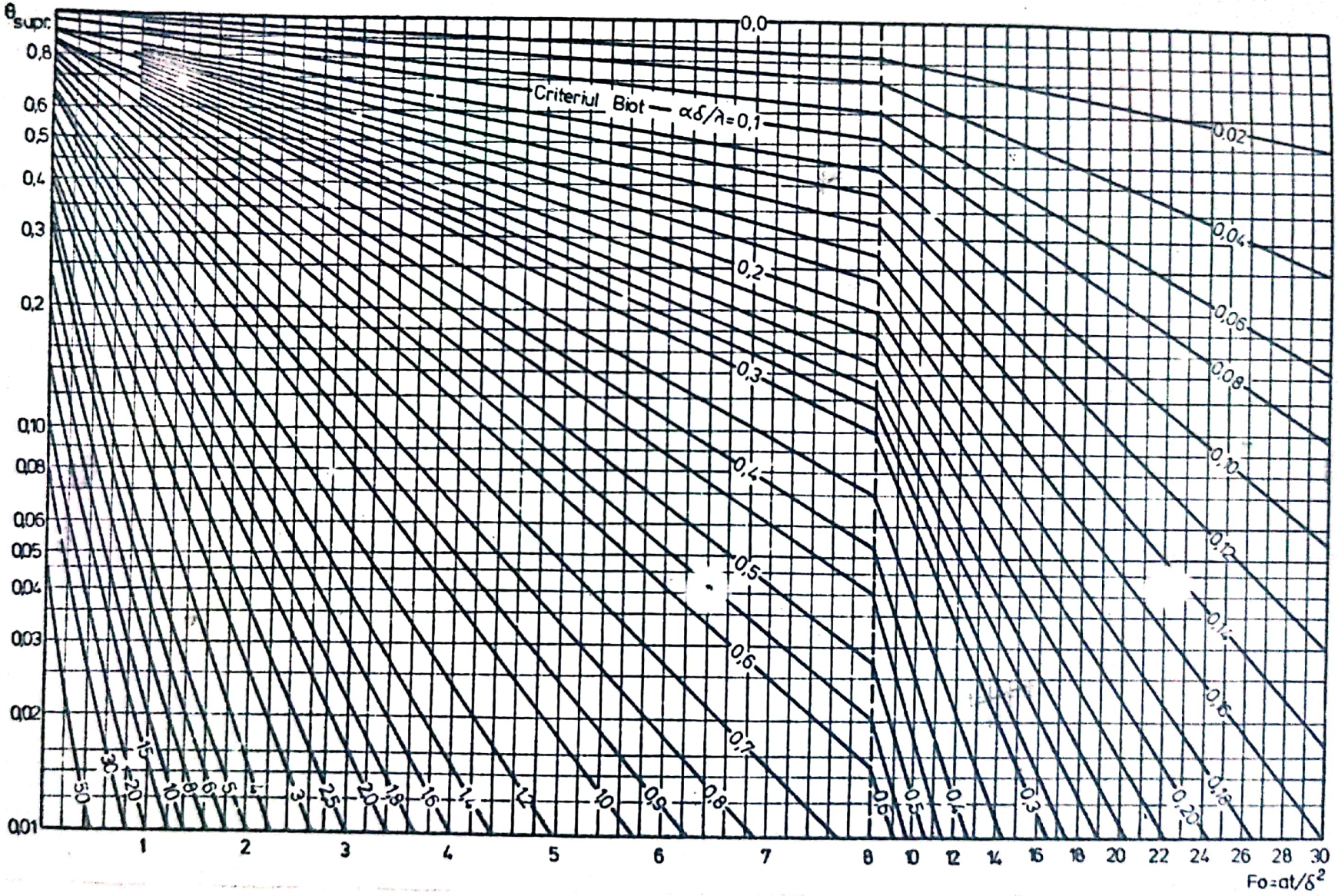
Proprietăţile fizice ale oţelurilor şi aliajelor ce funcţionează la temperaturi între 1000 şi 1100 °C

Marca oţelului şi densitatea	Coef. de dil. liniară		θ °C	căldura specifică J/kg.grd	conduct. termică W/m.grd	modulul de elast., normal $E.10^{-4}$ kgf/mm^2	rezist. electr., ρ Ω.mm^2/m
	θ °C	$\alpha.10^6$ 1/grd					
HN77TIu	20..100	12,67	20	-	11,3	2,21	1,27
(EI437A)	100..200	13,62	100	-	12,6	-	-
ρ' = 8,20 g/cm^3	200..300	15,88	200	-	14,2	-	-
	300..400	16,78	300	-	15,9	2,08	-
	400..500	17,66	400	-	18,0	2,02	-
	500..600	18,17	500	-	20,1	1,95	-
	600..700	19,92	600	-	22,2	1,87	-
	700..800	21,20	700	-	24,1	1,77	-
	800.900	24,55	800	-	26,7	1,72	-
			900	-	29,3	-	-
4H18N25S2			20	515	-	2,00	1,02
ρ' = 7,80 g/cm^3	100	14,2	100	-	15,1	-	-
	200	17,3	200	-	-	1,91	-
	300	19,5	300	-	-	1,86	-
	600	19,5	400	-	-	1,78	-
	-	-	500	-	22,2	1,71	-
	-	-	600	-	25,1	1,62	-
	-	-	700	-	26,4	1,54	-
	-	-	800	-	-	1,47	-
	-	-	1000	-	29,0	-	-
H25N20S2	100	16,7	100	-	14,6	-	-
ρ' = 7,72g/cm^3	600	17,8	600	-	23,5	-	-
	700	17,8	700	-	25,1	-	-
	800	18,1	800	-	27,0	-	-
	900	18,5	900	-	28,8	-	-
	1000	18,8	-	-	-	-	-

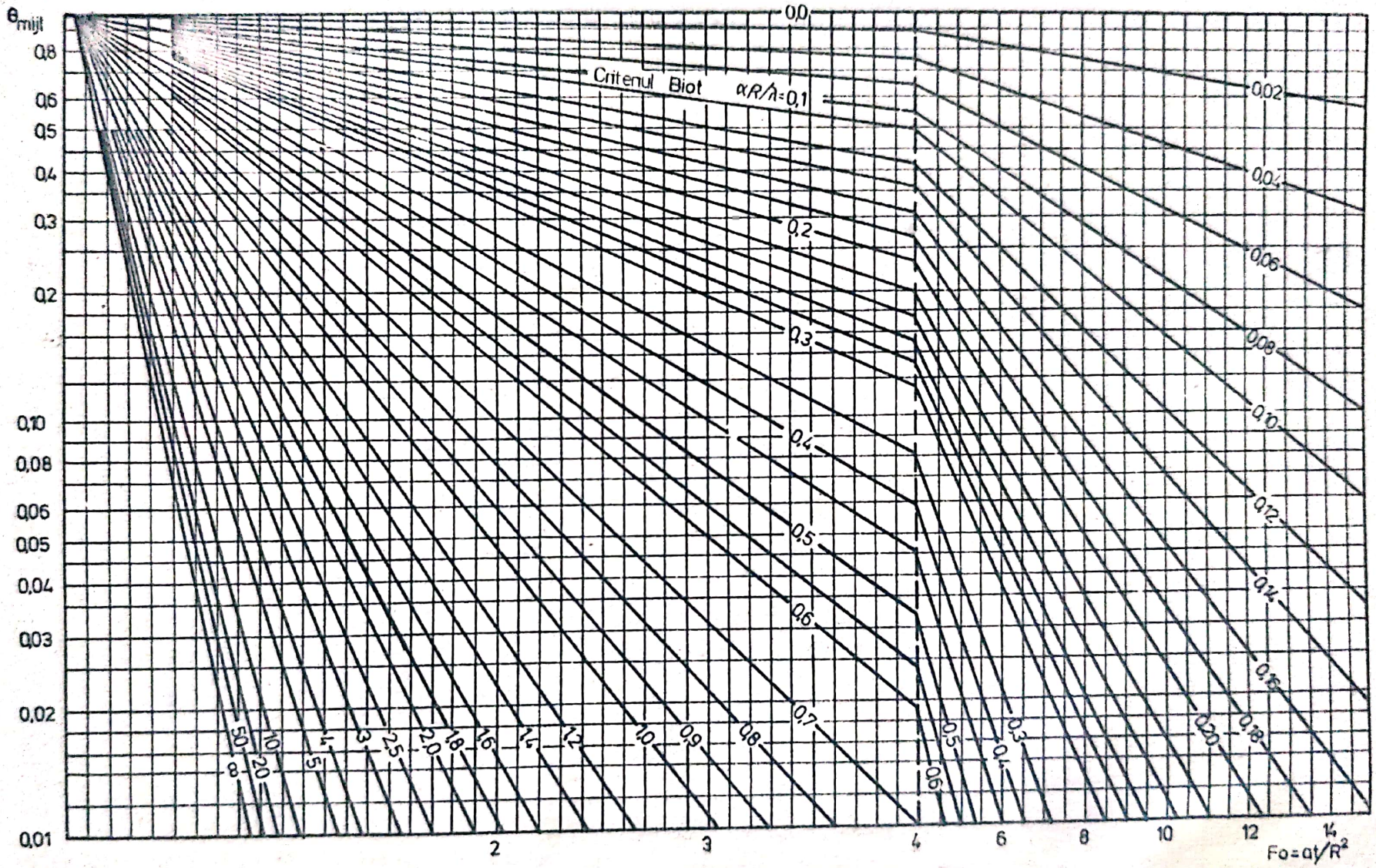


Scanned with OKEN Scanner


$\theta_{mijl.}$
Criteriul Biot $\alpha\delta/\lambda=0,1$
0,0
0,02
0,04
0,06
0,08
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1,0
1,2
1,4
1,6
1,8
2,0
2,5
3
4
5
6
8
10
20
50
100
0,8
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0,08
0,06
0,05
0,04
0,03
0,02
0,01
1
2
3
4
5
6
7
8
10
12
14
16
18
20
22
24
26
28
30
$Fo=a\tau/\delta^2$



Scanned with OKEN Scanner



Scanned with OKEN Scanner

B I B L I O G R A F I E

1. Adler,O. Vezeanu,P. - Instalaţii şi echipamente termotehnice. (Indreptar) Editura tehnică . Buc.1970

2. Altgauzen,A.P.,ş.a. - Instalaţii electrotermice industriale. Editura tehnică Bucureşti 1975.

3. Bornemisa,M. - Cuptoare metalurgice cu combustie Volumul I, 1955.

4. Brunklaus,J.H. - Cuptoare industriale, Ed.tehnică, Bucureşti 1977.

5. Carabogdan,I.Gh.,ş.a. - Instalaţii termice industriale, Editura tehnică Bucureşti 1978.

6. Colecţia tehnică nr.55. - Cuptoare industriale Ed.tehn.Buc.1952.

7. Dima,A. - Tehnologia materialelor, Indrumar de laborator I.P.Iaşi 1974.

8. Gâdea,Suzana.,ş.a. - Manualul inginerului metalurg,Editura tehnică Bucureşti 1978.

9. Hoffman,V.,ş.a. - Cuptoare metalurgice, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti 1961

10. Huzum,N.,ş.a. - Maşini,utilaje şi instalaţii din industria construcţiilor de maşini, Editura didactică şi pedagogică,Buc.1978.

11. Krivandin,V.A.,ş.a. - Cuptoare metalurgice, Ed.tehnică,1963

12. Mihăilescu,Fr.,ş.a. - Maşini, utilaje şi instalaţii din ind. chimică, rafinării şi petrochimie,E.D.P. Bucureşti 1978.

13. x x x x x x x - Manualul inginerului, Vol.I matematică-fizică, Ed.tehn.Buc.1965.

Scanned with OKEN Scanner

14. Müler,G.,ş.a. - Indrumător pentru calculul cuptoarelor de turnătorie şi forjă.E.D.P.Buc.1961.

15. Nanu,A. - Tehnologia materialelor, E.D.P. 1977

16. Nachbar,B. - Memorator de metalurgie, Editura tehnică Bucureşti 1965.

17. Oics,G.N.,ş.a. - Calculul cuptorului Martin, Editura tehnică Buc.1951.

18. Opresçu,I.,ş.a. - Utilaje metalurgice, E.D.P.Buc.1977.

19. Popa, B.,ş.a. - Termotehnică maşini şi instalaţii termice, Probleme,E.D.P.Buc.1973.

20. Popa,B.,ş.a. - Termotehnică, agregate şi instalaţii termice, Culegere de probleme.Editura tehnică Bucureşti 1979.

21. Siemens - Memoratorul inginerului electrician Editura tehnică Bucureşti 1971.

22. Teoreanu,I.,ş.a. - Instalaţii termotehnologice, lianţi, sticlă, ceramică.Ed.tehn.Buc.1979.

23. Taiţ,Iu.,ş.a. - Calculul cuptoarelor de încălzire, Editura tehnică Bucureşti, 1960.

24. Voicu,Gh.,ş.a. - Cuptoare de forjă şi tratamente termice E.D.P. Bucureşti 1978.

C U P R I N S

pag.

INTRODUCERE 3

CAP.I. ISTORICUL DEZVOLTARII INSTALATIILOR SI AGREGATELOR TERMICE 5

1.1.Noţiuni fundamentale 5

1.2.Părţile componente ale unui cuptor metalurgic. 6

1.3.Clasificarea cuptoarelor metalurgice 12

CAP.II. TERMOTEHNICA CUPTOARELOR CU COMBUSTIE . 15

2.1.Producerea căldurii în cuptoarele încălzite cu combustibili. 15

2.1.1.Clasificarea combustibililor 15

2.2.Bazele teoriei arderii 28

2.2.1.Calculul cantităţii de aer si a produselor arderii 31

2.2.2.Vaporii de apă şi punctul de rouă 35

2.2.3.Gazele de ardere ca purtători de căldură . . . 39

2.2.4.Fizica proceselor de ardere 45

2.3.Transmisia căldurii în cuptoarele industriale 47

2.3.1.Transmisia căldurii prin convecţie 48

2.3.2.Transmisia căldurii prin radiaţie 53

2.3.3.Transmisia căldurii prin conducţie 59

2.4.Drumul parcurs de căldură prin cuptor şi utilizarea căldurii 61

2.4.1.Bilanţul termic al cuptoarelor cu combustie . . 61

2.4.2.Randamentul arderii combustibililor 63

2.4.3.Randamentul cuptorului 66

2.4.4.Randamentul global al cuptorului 69

2.4.5.Cantitatea de combustibil consumată 69

pag.

2.4.6.Recuperarea căldurii prin încălzire 70

2.5.Transferul complex de căldură în cuptoarele industriale. . . 73

2.5.1.Cazul general al încălzirii directe 74

2,5.2.Incălzirea indirectă.Tuburi radiante. 83

2.6.Incălzirea şi răcirea materialelor în instalaţii termice industriale 86

2.6.1.Semifabricat de grosime mică şi conductivitate termică mare 86

2.6.2.Semifabricat de grosime mică şi conductivitate termică redusă. 88

2.6.3.Semifabricat de grosime mare. 89

2.6.4.Timpul de încălzire a unui semifabricat în echicurent sau contracurent 91

2.7.Pierderi de căldură. 94

2.7.1.Pierderile prin pereţi 95

2.7.2.Căldura înmagazinată. 101

2.7.3.Pereţi tip construcţii uşoare 104

2.7.4.Pierderi de căldură prin radiaţie la deschideri . . 104

2.8.Recuperatoare şi regeneratoare de căldură 105

2.8.1.Consideraţii generale 105

2.8.2.Comportarea în exploatare a recuperatoarelor metalice 119

2.8.3.Calculul recuperatoarelor (preîncălzitoarelor). . . 120

CAP.III. HIDRAULICA CUPTOARELOR SI A SISTEMELOR DE EVACUARE A GAZELOR 123

3.1.Principii de bază a hidraulicii cuptoarelor industriale. . . 124

3.2.Viscozitatea 126

3.3.Permeabilitatea gazelor. 127

3.4.Ecuaţiile curgerii gazelor 128

Scanned with OKEN Scanner

pag.

3.4.1.Curgerea prin orificii datorită suprapresiunii . . 132
3.4.2.Curgerea gazelor între nivele diferite 133
3.5.Forţa ascensională într-un spaţiu încălzit. 135
3.5.1.Folosirea forţei ascensionale la recircularea gazelor 138
3.6.Coşul cuptoarelor industriale 141
3.7.Pierderi de căldură prin scăpări de gaze 143
CAP.IV. ARZATORUL SI SPATIUL DE ARDERE 145
4.1.Spaţiul de ardere 145
4.2.Arzătoare 149
4.2.1.Tipuri constructive de arzătoare 151
4.2.2.Arzătoare cu păcură. 158
4.2.3.Arzătoare mixte. 163
CAP.V. MATERIALE UTILIZATE LA CONSTRUCTIA CUPTOARELOR INDUSTRIALE 164
5.1.Materiale refractare. 164
5.1.1.Caracteristicile materialelor refractare 166
5.2.Materiale refractare utilizate la construcţia cuptoarelor de forjă şi tratamente termice. 174
5.2.1.Materiale refractare silicioase. 174
5.2.2.Materiale refractare silico-aluminoase 175
5.2.3.Refractarele aluminoase. 177
5.2.4.Refractarele magneziene. 178
5.2.5.Materiale refractare pulverulente. 179
5.3.Materiale termoizolante 180
5.4.Materiale obişnuite de construcţie. 181
5.5.Materiale metalice utilizate la construcţia cuptoarelor . . 181
5.5.1.Fonta. 182
5.5.2.Oţelul 182

pag.

CAP.VI. ELEMENTE CONSTRUCTIVE ALE CUPTOARELOR INDUSTRIALE 185

6.1.Fundaţiile cuptoarelor 185

6.2.Pereţii cuptorului 186

6.3.Bolta cuptorului 188

6.3.1.Calculul bolţilor de cuptoare 192

6.4.Calculul stîlpilor de ancorare şi al ancorelor 194

CAP.VII. INSTALATII ELECTROTERMICE INDUSTRIALE . . 196

7.1.Clasificarea instalaţiilor electrotermice industriale. . . . 196

7.2.Adoptarea instalaţiilor electrotermice 199

7.3.Materiale utilizate în construcţia instalaţiilor electrotermice 200

7.4.Calculul încălzitoarelor din aliaje rezistive şi execuţia constructivă a elementelor încălzitoare. 202

7.5.Comparaţie între încălzirea cu diverşi combustibili şi încălzirea electrică 209

CAP.VIII. EXPLOATAREA CUPTOARELOR INDUSTRIALE . . . 212

8.1.Aerul fals 212

8.2.Atmosfera cuptorului 212

8.3.Uniformizarea temperaturii în incinta cuptoarelor industriale. 215

CAP.IX. APARATE PENTRU CONTROL SI REGLARE AUTOMATA A TEMPERATURII CUPTOARELOR METALURGICE. . . 217

9.1.Clasificare, principiunde funcţionare. 217

9.2.Potenţiometre mecanice 226

9.3.Potenţiometre electronice. 228

9.4.Pirometre fotoelectrice. 250

9.5.Pirometre cu radiaţie totală 250

9.6.Scheme pentru controlul termic şi reglarea automată a temperaturii cuptorului 252

Scanned with OKEN Scanner

Pag.

9.7.Reglarea temperaturii fluidului cu ajutorul elicei bimetalice 238

CAP.X. EXEMPLU DE CALCUL PENTRU UN CUPTOR DE FORJA TIP CAMERA CU VATRA FIXA 243

10.1.Introducere 245

10.2. Tema de proiectare. 248

10.2.1.Stabilirea dimensiunilor,principale de lucru . . 248

10.2.2.Lăţimea spaţiului de lucru a cuptorului. 248

10.2.3. Calculul arderii combustibilului 250

10.3.Construcţia zidăriei cuptorului 252

10.3.1.Calculul schimbului de căldură în cameră 252

10.3.2.Determinarea temperaturii cuptorului, a gazelor şi a pereţilor camerei de lucru la evacuarea lingoului încălzit. 255

10.3.3.Calculul încălzirii metalului.Prima perioadă . . 259

10.3.4.Pericada a doua de încălzire 262

10.3.5.Timpul total de încălzire 264

10.3.6.Productivitatea reală a cuptorului 265

10.4.Bilanţul termic al cuptorului 266

10.4.1.Cantitatea de căldură consumată. 266

10.4.2.Calculul consumului de comustibil necesar. . . . 271

10.5.Dimensionarea instalaţiei de ardere 274

10.5.1.Dimensionarea instalaţiei de ardere.Instalaţia de combustibil 274

10.5.2.Viteza jetului de gaz. 276

10.5.3.Cantitatea necesară de aer 276

10.5.4.Calculul diametrelor 277

10.5.5.Calculul pierderilor de presiune în conductele de aer 281

Scanned with OKEN Scanner

10.5.6. Adoptarea ventilatorului 284
10.6.Calculul recuperatorului. 285
10.6.1. Calculul constructiv al recuperatorului. 288
10.6.2. Calculul dimensiunilor recuperatorului 289
10.7.Dimensionarea instalaţiei de tiraj. 290
10.7.1. Determinarea secţiunii canalelor de fum. 291
10.7.2. Calculul rezistenţei aerodinamice a traseului gazelor arse (calculul pierderilor de presiune). 292
10.7.3. Calculul coşului de cărămidă. 297
10.8.Calculul de rezistenţa al cuptorului şi dimensionarea construcţiei metalice 299
10.8.1. Construcţia bolţii 300
10.8.2. Suprafaţa laterală a unui perete 301
10.8.3. Zidăria bolţii 301
10.8.4. Consumul de mortar refractar de şamotă 303
10.8.5. Necesarul de cărămizi pentru boltă 303
10.8.6. Dimrnsionarea construcţiei metalice. 305
10.8.7. Uşa cuptorului 308
Anexe. 317
Anexa 0. 319
Anexa 1. 331
Anexa 2. 336
Anexa 3. 337
Anexa 4. 338
Anexa 5. 338
Anexa 6. 340
Anexa 7. 342
Anexa 8. 343
Anexa 9. 346
Anexa 10 347

Scanned with OKEN Scanner

Anexa 11 348
Anexa 12 352
Anexa 13 355
Anexa 14 357
Anexa 15 358
Anexa 16 360
Anexa 17 362
Anexa 18 363
Anexa 19 365
Anexa 20 376
Anexa 21 381
Anexa 22 382
Anexa 23 384
Anexa 24 389
Anexa 25 393
Anexa 26 394
B i b l i o g r a f i e 417
C u p r i n s 419

———— . ————